



EESTI MAAÜLIKOOL  
Tehnikainstituut

**Kristjan Türk**

**OPTIMEERITUD KLAPISÜSTEEMI PROJEKT  
PNEUMAATILISE AJAMIGA MOOTORILE PROJEKTI  
„PNEUMOBIIIL 2018“ RAAMES**

OPTIMIZED VALVE SYSTEM FOR PNEUMATIC MOTOR  
FOR PROJECT „PNEUMOBIIIL 2018“

Magistritöö  
Tootmistehnika õppekava

Juhendaja: lektor Marten Madissoo, *PhD*

Tartu 2018

Eesti Maaülikool		Magistritöö lühikokkuvõte	
Kreutzwaldi 1, Tartu 51014			
Autor: Kristjan Türk		Õppekava: Tootmistehnika Mag	
Pealkiri: OPTIMEERITUD KLAPISÜSTEEMI PROJEKT PNEUMAATILISE AJAMIGA MOOTORILE PROJEKTI „PNEUMOBIIIL 2018“ RAAMES			
Lehekülgi: 59	Jooniseid: 42	Tabeleid: 13	Lisasid: 2
<p>Osakond / Õppetool: Biomajandustehnoloogiate õppetool</p> <p>ETIS-e teadusvaldkond ja CERC S-i kood:</p> <p>ETIS teadusvaldkond: 4. Loodusteadused ja tehnika</p> <p>ETIS teaduseriala: 4.14. Tootmistehnika ja tootmisjuhtimine</p> <p>CERCS teaduseriala: T130 Tootmistehnoloogia</p> <p>Juhendaja(d): Marten Madissoo, PhD</p> <p>Kaitsmiskoht ja -aasta: Tartu, 2018</p>			
<p>MTÜ Tehnikaüliõpilaste Seltsi projekti „Pneumobiil 2018“ projekteeritava suruõhusõiduki Technics 4 mootori efektiivsuse ning jõudluse tõstmist piiravateks teguriteks on madal maksimaalne vooluhulk läbi klapi ning suur rõhulang antud vooluhulga juures. Võistluse Aventics Pneumobil Competition reeglitest tulenevalt ei ole võimalik kasutada paremaid pneumaatilisi klappe kui tootja Aventics toodetud CD12 klappid. Järgnevad klappide seeriad on nii oma massilt raskemad kui ka mõõtudel kordades suuremad. Samuti toodetakse nii suuri klappe vaid konfiguratsioonis 3/2. Töö eesmärk on projekteerida ning konstrueerida parendatud omadustega 2x2/2 klapisüsteem. Töö käigus analüüsiti CFD meetodiga CD12 klappi, projekteeriti 2 prototüüp klappi, teostati analüüseid ja simulatsioone, toodeti valmis prototüübid. Selgus, et projekteeritud prototüübid olid ligilähedaselt 2,4 korda suurema läbilaskevõimega, kusjuures klapi CD12 ekvivalentsel vooluhulgal oli rõhulang klapi väljundis 3 korda väiksem ning lõplik prototüüp kaalus 2 korda vähem kui tootja Aventics klapp CD12. Klapi edasise arenduse käigus on otstarbekas integreerida klappi juhtsolenoidid ning teostada praktilisi katseid.</p>			
Märksõnad: Pneumaatika, pneumobiil, CFD analüüs, Aventics			

Estonian University of Life Sciences Kreutzwaldi 1, Tartu 51014		Abstract of Master's Thesis	
Author: Kristjan Türk		Curriculum: Production Engineering	
Title: Optimized valve system for pneumatic motor for project „Pneumobiil 2018“			
Pages: 59	Figures: 42	Tables: 13	Appendixes: 2
Department / Chair: Biosystems engineering Field of research and (CERC S) code: ETIS 4. Natural Sciences and Engineering ETIS 4.14. Industrial Engineering and Managment CERCS T130 Production Technology Supervisors: Marten Madissoo, PhD Place and date: Tartu, 2018			
<p>The limiting factors for increasing the efficiency and performance of the Technics 4 engine designed for the MTÜ Tehnikaüliõpilaste Selts's project "Pneumobiil 2018" are the low maximum flow through the valve and the high pressure drop across the crossection. Due to the rules of the Aventics Pneumobil Competition, it is not possible to use better pneumatic valves than the CD12 produced by Aventics. The next series valves are both heavier in weight and larger. Larger valves are only produced in a configuration of 3/2. The aim of the work is to design and construct an 2x2/2 valve system with improved features. As a result, CFD analysis was performed on the CD12 valve, 2 prototypes were designed, analyzes and simulations were carried out, prototypes were manufactured. It turned out that the designed prototypes have higher efficientcy. With the equivalent flow rate at the maximum flowrate of CD12 valve, the pressure drop at the valve output was 3 times smaller, and the final prototype was 2 times lighter than the Aventics CD12 valve. In the course of the further development of the valve, integrated pilot valves should be fitted.</p>			
Keywords: Pneumatics, pneumobil, CFD analasys, Aventics			

# SISUKORD

SISUKORD .....	4
LÜHENDID JA TÄHISED .....	5
SISSEJUHATUS .....	6
1 TÖÖ EESMÄRK JA ÜLESANDED .....	7
1.1 Töö eesmärk .....	7
1.2 Kitsendused .....	8
1.3 Etapid.....	8
1.4 Jõuülekandemehhanismi pneumoskeemide võrdlus .....	9
2 KIRJANDUSE ANALÜÜS.....	11
2.1 Pneumo klapiid .....	11
2.2 CFD analüüs .....	12
2.3 Gaaside voolamine läbi takistuse .....	13
2.4 Voolu koefitsiendi määramine katsete põhjal .....	14
2.5 Klappide karakteristikute määramine.....	15
2.6 CFD analüüsi seadistamine ja läbiviimine .....	17
3 KLAPI CD12 ANALÜÜS .....	19
3.1 Klapi CD12 representatiivse mudeli loomine .....	19
3.2 Klapi CD12 läbilaskevõime hindamine CFD meetodil.....	20
4 KLAPISÜSTEEMI PROTOTÜÜP .....	24
4.1 Tehnilised lahendused .....	24
4.2 3D mudel .....	24
4.3 Prototüüp klappi tootmine .....	26
4.4 Prototüüpklapi katsetamine .....	27
4.5 Prototüüp klapi CFD analüüs .....	29
5 KLAPISÜSTEEMI LAHENDUS.....	34
5.1 Tehnilised lahendused .....	34
5.2 3D mudel .....	34
5.3 Tehniliste lahenduste analüüs.....	35
5.4 Prototüüp klapi CFD analüüs .....	35
6 JÄRELDUSED JA ANALÜÜS.....	41
6.1 Klappide võrdlevad andmedseeriad ja analüüs .....	41
KOKKUVÕTE .....	45
KASUTATUD KIRJANDUS .....	46
LISAD .....	48
Lisa A Katseandmed .....	49
Lisa B Joonised .....	52

## LÜHENDID JA TÄHISED

$Q_n$  – vooluhulk normaaltingimustel, NL/min,

$Q$  – vooluhulk, L/min,

$p_2$  – rõhk, bar,

$p_n$  – rõhk normaaltingimustel, bar,

$T_n$  – temperatuur normaaltingimustel, K,

$T_2$  – temperatuur, K,

$P_i$  – indikaatorvõimsus, kW,

$\Delta P_i$  – indikaatorvõimsuse kadu, kW,

$Q$  – vooluhulk ristlõikes, L/min,

$Q_n$  – normaalvooluhulk ristlõikes, NL/min,

$p_i$  – rõhk ristlõikes, bar,

$P_A$  – indikaatorvõimsus ristlõikes A, kW,

$P_D$  – indikaatorvõimsus ristlõikes D, kW,

$\eta$  – efektiivsus, %,

$\Delta\eta$  – efektiivsuse kadu, %,

*CFD* – ing. keeles *Computational Fluid Dynamics*; Arvutuslik vedelike dünaamika.

## SISSEJUHATUS

MTÜ Tehnikaüliõpilaste Seltsi projekti „Pneumobiil“ käigus on alates 2014. aastast järjepidevalt töötatud välja lahendusi suruõhu sõidukite efektiivsuse ning sooritusvõime tõstmiseks. Innovatsiooni ja efektiivsemate lahenduste nimel tuleb nii parendada kui ka välja töötada uudseid eriotstarbelisi seadmeid.

Pneumosüsteemide puhul on efektiivsus väga olulisel kohal, kuna suruõhu tootmine on kompressorite madala efektiivsuse (50...90%), rõhukadude ning süsteemi lekete tõttu väga kulukas. Projekti „Pneumobiil“ raames konstrueeritavate suruõhu sõidukite puhul on võimalik optimeerida vaid kasutusahelat. Sisendenergia allikas on võistluse „International Aventics Pneumobile Competition“ reeglite poolt paika pandud (10L N<sub>2</sub> gaasi, 200bar rõhul).

Antud töö raames optimeeritakse „Pneumobiil 2018“ projekti uusima suruõhusõiduki Technics 4 pneumaatilist ahelat. Kõrge efektiivsuse saavutamiseks vähendatakse ahela keerukust ning takistust, projekteerides ning konstrueerides eriotstarbelise mootori juhtklapi süsteemi ning võrreldes seda standard klapisüsteemiga CD12.

Eesmärgist lähtudes sooritatakse analüüs, konstrueeritakse selle põhjal prototüüp lahendused, hinnatakse prototüüpide parameetreid, teostatakse CFD analüüs, füüsilised katsed töökindluse ning funktsionaalsuse kindlaks tegemiseks.

Kogutud andmete põhjal teostatakse võrdlev analüüs klapi CD12 ning lõpliku prototüüp lahenduse vahel ning tehakse parendusettepanekud.

Autor tänab MTÜ Tehnikaüliõpilaste Seltsi ja selle liikmeid, Eesti Maaülikooli, Tartu linna, Aasta Auto AS'i, ettevõtet Aventics, SKF-i, OÜ Pereteci, METECit.

# 1 TÖÖ EESMÄRK JA ÜLESANDED

## 1.1 Töö eesmärk

Antud projekti eesmärgiks on projekteerida ja konstrueerida parendatud omadustega üldotstarbeline klapisüsteem. Lähtuvalt töö peatükis 1.2 kirjeldatud kitsendustele on projekteeritava klapi mõõdetavateks parendusteks võrreldes tootja Aventics klapiga CD12 (joonis 1.1.):

- 1) suurem läbilaskevõime;
- 2) väiksem mass;
- 3) sama vooluhulga juures madalam rõhulang.



**Joonis 1.1** Klapp CD12 (1).

Klapi CD12 tehnilised andmed on esitatud tabelis 1.1.

**Tabel 1.1** Klapi CD12 tehnilised andmed (1)

Sisend/ väljund/ väljalase	Vooluhulk sisse	Vooluhulk välja	Mass
G1/2	4100 l/min	3800 l/min	1 kg

## **1.2 Kitsendused**

Antud töö kitsendused tulenevad põhiliselt MTÜ Tehnikaüliõpilaste Seltsi projektist „Pneumobiil 2018“, mille raames võetakse osa suruõhusõidukite võistlusest XI. International Aventics Pneumobile Competition.

Võistluse reeglitest ja tingimustest tulenevad järgnevad asjaolud:

- 1) kõige suurema läbilaskevõimega klapp, mida võib kasutada on CD12;
- 2) kasutada tohib ainult firma Aventics toodetud klappe.

Tulenevalt Eesti Maaülikooli võimekusest saab kasutada nii CNC frees- ja treimiskeskuseid kui ka manuaal frees- ja treipinke. Seetõttu tuleb projekteerimisel arvestada eelnimetatud töötlemisviisidest tulenevaid eripärasid.

## **1.3 Etapid**

Projekti läbiviimiseks tuleb läbida järgnevad etapid, kus iga etapi läbimiseks on seatud ülesanded:

- 1) kirjanduse uuring;
  - a. erinevate klapisüsteemide uuring
  - b. CFD analüüsi uuring
  - c. matemaatiliste mudelite aluste välja selgitamine
- 2) klapi CD12 analüüs;
  - a. 3D mudeli loomine
  - b. CFD analüüs
- 3) prototüübi projekteerimine;
  - a. tehniliste lahenduste katsetamine;
  - b. CFD analüüs;
  - c. järelduste tegemine;
- 4) klapisüsteemi projekteerimine
  - a. CFD analüüs
- 5) järelduste tegemine
  - a. CFD analüüsivõrdlus
  - b. füüsiliste parameetrite võrdlus

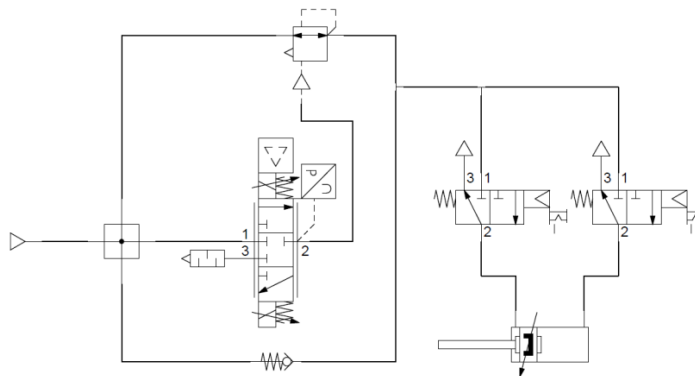


## 1.4 Jõuülekandemehhanismi pneumoskeemide võrdlus

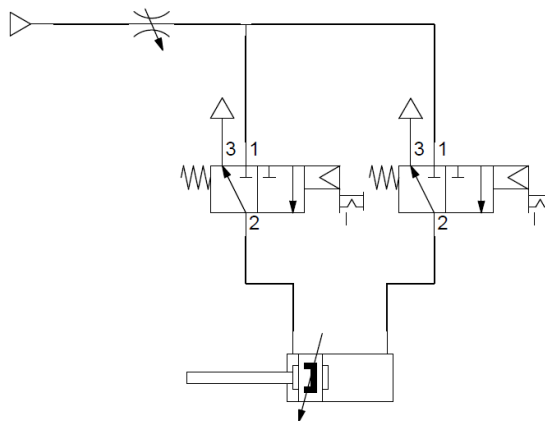
Mootori võimsuse muutmiseks on võimalik kasutada järgnevaid lahendusi (2):

- 1) rõhu modulatsioon;
- 2) trosseldamine;
- 3) impulssmodulatsioon.

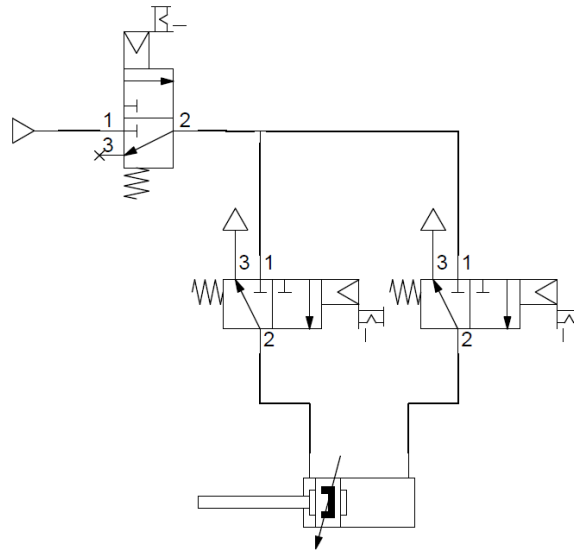
Ahelate skeemid on esitatud joonistel 1.2-1.4.



**Joonis 1.2.** Rõhumodulatsiooni kirjeldav pneumoskeem.



**Joonis 1.3.** Trosseldamist kirjeldav pneumoskeem.



**Joonis 1.4.** Impulssmodulatsiooni kirjeldav pneumoskeem.

Eelnevalt nimetatud meetodid on esitatud süsteemi keerukuse järjekorras, keerulisemast lihtsamaks. Liikudes keerukamalt lihtsamale, väheneb vajalike elementide arv süsteemis, nõnda väheneb nii takistustest tingitud rõhulang kui ka ahela massi.

Vähem keeruka konstruktsiooniga ahelate puuduseks võib lugeda mittelineaarset võimsuse regulatsiooni trosselsüsteemi puhul ning ebaühtlast võimsuse reguleerimist impulssmodulatsiooni korral. Eeliseks on aga eelnimetatud väiksem mass ning rõhulang süsteemis.


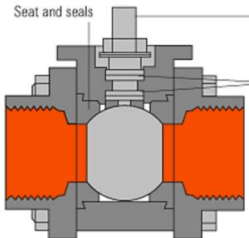
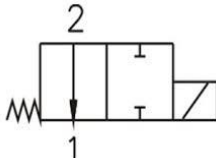
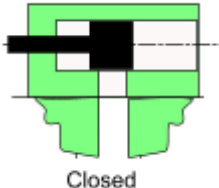
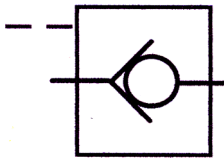
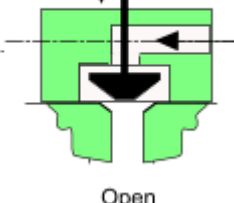

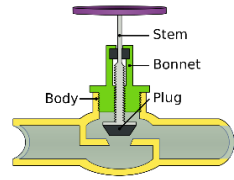
Antud lahendustest võib kõige keerulisemaks lugeda rõhumodulatsiooniga juhtimist. Keerulisus on tingitud nii detailide rohkusest kui ka juhtelektroonika keerukusest.

## 2 KIRJANDUSE ANALÜÜS

### 2.1 Pneumoklapid

Pneumaatikas kasutatakse mitmeid klapi tüüpe, mis täidavad pneumoahelates erinevaid eesmärke. Erinevad klappide tüübid on esitatud tabelis 2.1.

**Tabel 2.1.** Klappide tüübid tööpõhimõtte järgi

Diagramm	Joonis	Nimetus	Ülesanne
		Kuulkraan	Ahela sulgemine
		Siiberklapp	Suuna muutmine
		Taldriklapp	Turva klapp/rõhu alandus/kiirväljalaske kalpp/ tagasivoolu klapp
		Trosselklapp	Trossel/ahela sulgemine

Tabelis 2.1. on esitatud erineva tööpõhimõttega klapiid, mida kasutatakse erinevate funktsioonide täitmiseks. Näiteks võimaldavad *Spool*-tüüpi ehk siiberklappide lihtsa konstruktsiooniga detailid konstrueerida kõrge funktsionaalsusega süsteeme, mille juhtimine on lihtne. *Popet*-tüüpi ehk taldriklapid võimaldavad jällegi konstrueerida isereguleeruvaid süsteeme, näiteks rõhualandus- ja tagasivooluklappide näol, seega puudub vajadus juhtelektroonika jaoks.

## 2.2 CFD analüüs

CFD ehk *Computational Fluid Dynamics* on lõplike elementide meetod, mis võimaldab analüüsida vedelike ja gaaside voolamisega seotud protsesse. (2)

Meetod võimaldab kvantifitseerida konstruktsiooniliste elementide mõju klapi läbilaskevõimele ning anda ülevaate uuritava objekti geometriast tingitud voolavuslikele iseärasustele. Seetõttu on võimalik klappi valmis tegemata ning katsetusi sooritamata disaini optimeerida.

CFD meetodit kasutades peab arvestama nii analüüsiks kasutatava arvuti võimekusega kui ka tarkvaraga. Valik erinevate tarkvarade võrdlusest on esitatud tabelis 2.2.

**Tabel 2.2.** CFD tarkvarade võrdlev tabel

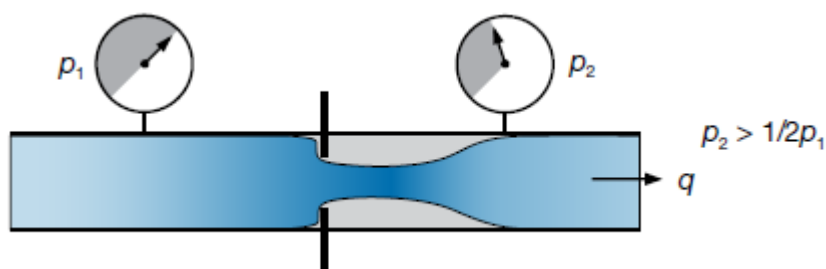
Nimetus	Tootja	Integreeritavus
FloEFD	Mentor	Solid Edge/ Solidworks/PTC CREO/Siemens NX
AutodeskCFD	Autodesk Inc.	Autodesk
Simcenter3D	Siemens	Eraldiseisev/Siemens NX
Ansys CFD	Ansys	Eraldiseisev

Antud töö raames kasutatakse tarkvara paketti FloEFD. Peamiseks põhjuseks on integreeritus tarkvarapaketiga Solid Edge ST10, mida kasutatakse klappide 3D modelleerimiseks. Samuti on FlowEFD kohta ka rohkesti tasuta internetipõhist õppematerjali, mis võimaldab lühikese ajaga omandada vajalikud oskused analüüsi sooritamiseks.

### 2.3 Gaaside voolamine läbi takistuse

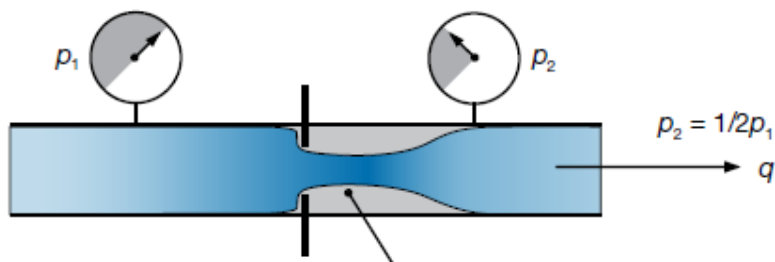
Illustreerimaks gaasi erinevaid voolamisrežiime läbi kitsenduse on esitatud joonised 2.1 – 2.3.

Madala rõhulangu puhul on tegemist olukorraga, kus rõhk on pärast kitsendust ( $p_2$ ) suurem kui pool sisendrõhust ( $p_1$ ). Sellises olukorras mõjutab gaasi voolamist vaid väljundrõhk ( $p_2$ ) läbi kitsenduse. Väljundrõhu langemisel voolu hulk suureneb ja seeläbi suureneb ka gaasi voolamise kiirus. (2)



**Joonis 2.1.** Madala rõhulangu režiim (2).

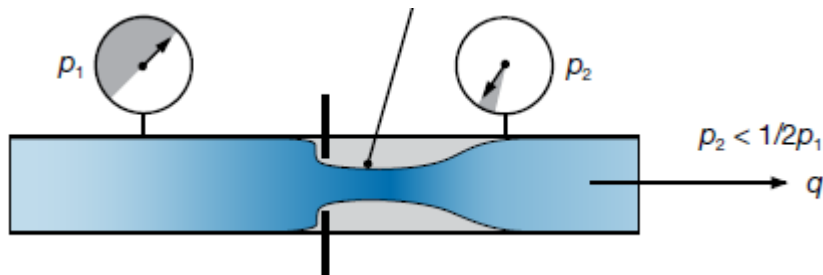
Maksimaalne vooluhulk saavutatakse kui väljundrõhk ( $p_2$ ) on pool sisendrõhust ( $p_1$ ). Sellises olukorras saavutab gaas helikiiruse, millest enam kiiremini liikuda ei saa. Seetõttu on saavutatud ka maksimaalne vooluhulk, edasine rõhulang (ehk tarbimise suurenemine) normaalvooluhulka ja massivooluhulka ei suurenda. Kuni selle hetkeni, kus gaasi liikumise kiirus väljundis on väiksem kui helikiirus, sõltub vooluhulk nii sisendi kui väljundi rõhust. Kui on saavutatud maksimaalne vooluhulk, sõltub vooluhulk ainult sisendrõhust.



**Joonis 2.2** Maksimaalse vooluhulga režiim (2).

Edasise rõhulangu suurenemisega ei muutu küll mahuline vooluhulk, kuid muutub seeläbi edasikantav energia. Seda on võimalik hinnata läbi indikaatorvõimsuse, mida on võimalik arvutada kasutades võrrandit 2.1:

$$P_l = Q \cdot p = \left[ \frac{m^3}{s} \cdot Pa \right] = [W] \quad (2.1)$$



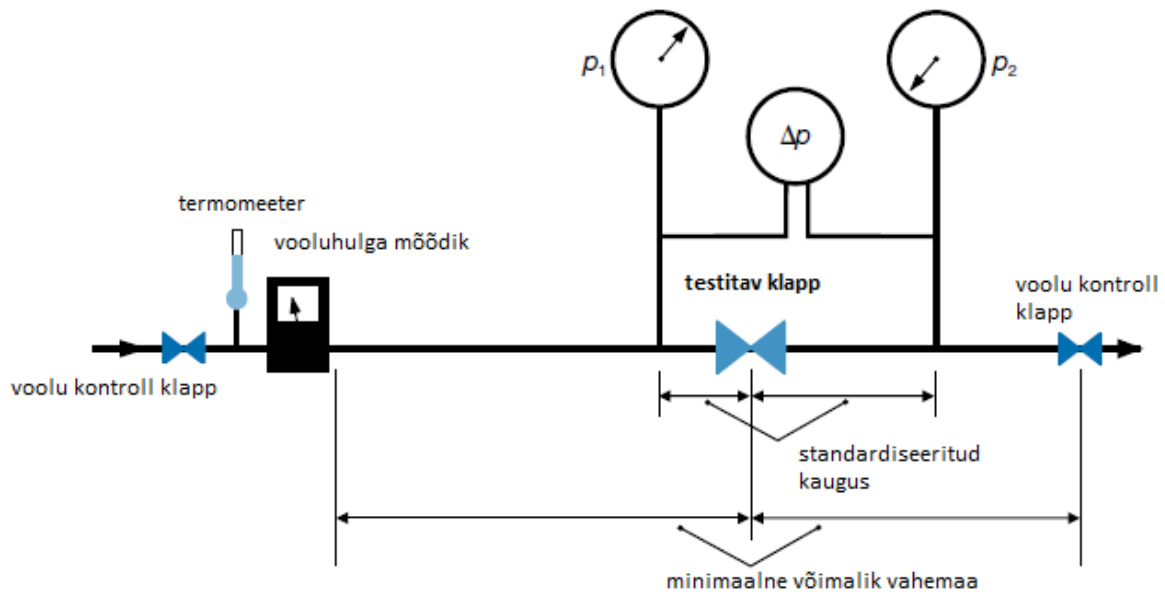
**Joonis 2.3** Kõrge rõhulangu režiim (2).

Joonis 2.3 iseloomustab kõrge rõhulanguga voolamisrežiimi.

Kuna antud töö raames uuritakse klapisüsteeme, mis juhivad pneumomootorit, on oluline efektiivsuse tagamiseks kindlustada madala rõhulanguga režiim, kuna seeläbi säilitatakse mootori võimsus ka suurematel töösagedustel.

## 2.4 Voolukoefitsiendi määramine katsete põhjal

Standardiseeritud meetodi järgi hinnatakse klapi läbilaskevõimet voolukoefitsiendi järgi. Voolukoefitsient võimaldab hinnata klapi takistust võttes arvesse rõhulangu, gaasi temperatuuri ja vooluhulka. Antud koefitsient määratakse katselisel teel, mille (katse)skeem on esitatud joonisel 2.4.



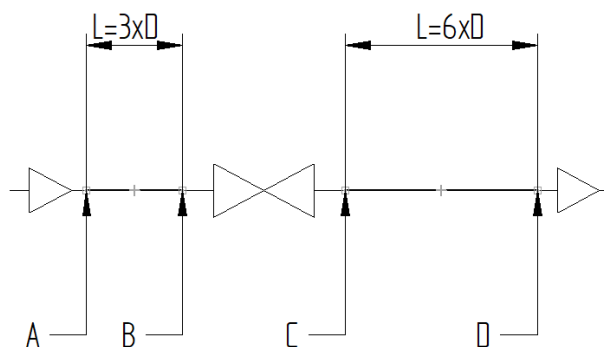
**Joonis 2.4.** Voolukoefitsiendi katselise määramise skeem (2).

Arvutused ja katsete kirjeldused standardijärgseks klapi voolu karakteristikute määramiseks on leitavad standarditest ANSI/ISA-S75.02-1996 ja ISA-75.01.01-2007 (3) (4).

Standarditest selgub, et katsed tuleb sooritada maksimaalse vooluhulga režiimis. Kuna töö autoril on võimalus kasutada vooluhulga andurit, mille maksimaalne mõõdetav vooluhulk on  $500 \text{ L min}^{-1}$  (soovitav vooluhulk  $> 4000 \text{ L min}^{-1}$ ) ja vooluhulga andurid, mis võimaldaksid mõõtmisi sooritada, ei mahu projekti eelarvesse, ei saa antud meetodit kasutada.

## 2.5 Klappide karakteristikute määramine

Klappide võimekuse hindamiseks sooritatakse hulk parameetriselt juhitud simulatsioone, millega tehakse kindlaks klapi tunnusjoon läbi sisselaske. Katse skeem on esitatud joonisel 2.5.



**Joonis 2.5.** Katse skeem (3).

Simulatsioonid sooritatakse normaaltingimustel, keskkonna rõhul 1 atm ning temperatuuril 0 °C.

Sisselaskeesse määratakse rõhk 10 bar-i ning väljundis muudetakse rõhku sammuga 1 bar, ulatuses 1...9 bar-i.

Voolu ühtlustamiseks ning lähtuvalt standardist asetseb sisselase 3xD ja väljalase 6xD kaugusel klapi sisse- ja väljalaskeavadest, kus D on toru läbimõõt. Toru läbimõõduna kasutatakse D=19 mm, kuna see on ka sisselaske-ja väljalaskeava keerme G1/2 siseläbimõõt, ning see võimaldab hinnata otseselt klapi võimekust, jättes kõrvale liitmikest ja üleminekutest tingitud takistused.

Väljundina mõõdetakse punktides A, B, C, D järgnevaid parameetreid:

- a. kaalutud keskmine massivooluhulk;
- b. kaalutud keskmine vooluhulk;
- c. gaasi kaalutud keskmine temperatuur;
- d. gaasi kaalutud keskmine rõhk ristlõikes.

Parameetrit *a* kasutatakse kontrolliks, kuna massivooluhulk peab püsima kogu klapi ristlõikes konstantsena. Arvestada tuleb, et massivooluhulgas võib esineda erisusi, kuna simulatsiooni sooritamiseks on arvutusvõimsus ja seetõttu ka arvutusmaatriksi tihedus piiratud.

Parameetreid *b*, *c* ja *d* kasutatakse mahulise vooluhulga arvutamiseks normaaltingimustel. Vooluhulk arvutatakse kasutades ideaalse gaasi seadust 2.2.

$$\frac{p \cdot V}{T} = n \cdot R \quad (2.2)$$

Koostades kaks võrrandit, asendades rõhu, ruumala ja temperatuuri ühel juhul normaaltingimustele vastavaga ning teisel juhul mõõdetud tulemustega ning võrdsustades seejärel võrrandid (kuna *nR* peavad olema konstantsed), saame võrrandi 2.3.

$$V_1 = V_2 \cdot \frac{p_2}{p_1} \cdot \frac{T_1}{T_2} \quad (2.3)$$

Asendades gaasi ruumala antud võrrandis vooluhulgaga, saame vooluhulga arvutamiseks normaalliitrites minutis valemi 2.4.

$$Q_n = Q \cdot \frac{p_2}{p_n} \cdot \frac{T_n}{T_2} \quad (2.4)$$

kus,  $Q_n$  – vooluhulk normaaltingimustel, NL/min,



$Q$  – vooluhulk, L/min,

$p_2$  – rõhk, bar,

$p_n$  – rõhk normaaltingimustel, bar,

$T_n$  – temperatuur normaaltingimustel, K,

$T_2$  – temperatuur, K.

Tunnusjoone leidmiseks arvutatakse kõikide ristlõigete keskmine vooluhulk ning koostatakse graafik.

Klapi läbilaskevõime hindamiseks koostatakse ka indikaatorvõimsuse graafik. Indikaatorvõimsus arvutatakse ristlõiget läbiva vooluhulga ja ristlõike kaalutud keskmise rõhu korrutisena ning on esitatud valmina 2.4. Antud võrrand on tuletatud võimsuse ühikust W.

$$P_i = Q_i \cdot p_i \quad (2.4)$$

kus,  $P_i$  – indikaatorvõimsus, W,

$Q$  – vooluhulk ristlõikes, L min<sup>-1</sup>,

$p_i$  – rõhk ristlõikes, bar.

Klapi efektiivsus arvutatakse valemiga 2.5. Valemi koostamisel on lähtutud füüsikas tuntud põhimõttest, kus süsteemi efektiivsus on võrdeline sisendi ja väljundi suhtega.

$$\eta = \frac{P_A - P_D}{P_A} \cdot 100\% \quad (2.5)$$

kus,  $P_A$  – indikaatorvõimsus ristlõikes A, W,

$P_D$  – indikaatorvõimsus ristlõikes D, W,

$\eta$  – efektiivsus, %,

Samuti moodustatakse joonised klapi ristlõikes illustreerimaks gaasi rõhku, kiirust ja Machi arvu.

## 2.6 CFD analüüsi seadistamine ja läbiviimine

Digitaalse katseseeria ülesseadmiseks tuleb mudelikeskkonnas luua klappi kirjeldav 3D mudel. Mudelit lihtsustatakse, eemaldades ebaolulised raadiused ja faasid, mis simulatsiooni

tulemust ei mõjuta, kuid tõstavad analüüsimise keerukust, pikendades arvutustele kuluvat aega.

Järgneva sammuna defineeritakse simulatsiooni piirkond ning vedeliku/gaasi ruumala, eesmärgiga kaasata arvutustesse vaid vajalik osa mudelist.

Vastavalt mudelile ning etteantud parameetritele koostab arvutustarkvara simulatsiooni maatriksi. Maatriksile on rakendatud automaatsed filtrid mudeli täpsustamiseks piirkondades, kus üldistatud maatriksi suurus ei rahulda detailide vahelise kauguse ning keerukuse tõttu piisavat täpsust. Maatriksi täpsustamine on oluline, kuna maatriksi suurusest (elementide arvust maatriksis ning naaberelementide hulgast) sõltub arvutuste kestvus (sõltub vajalike võrrandite hulk arvutuste sooritamiseks). (5)

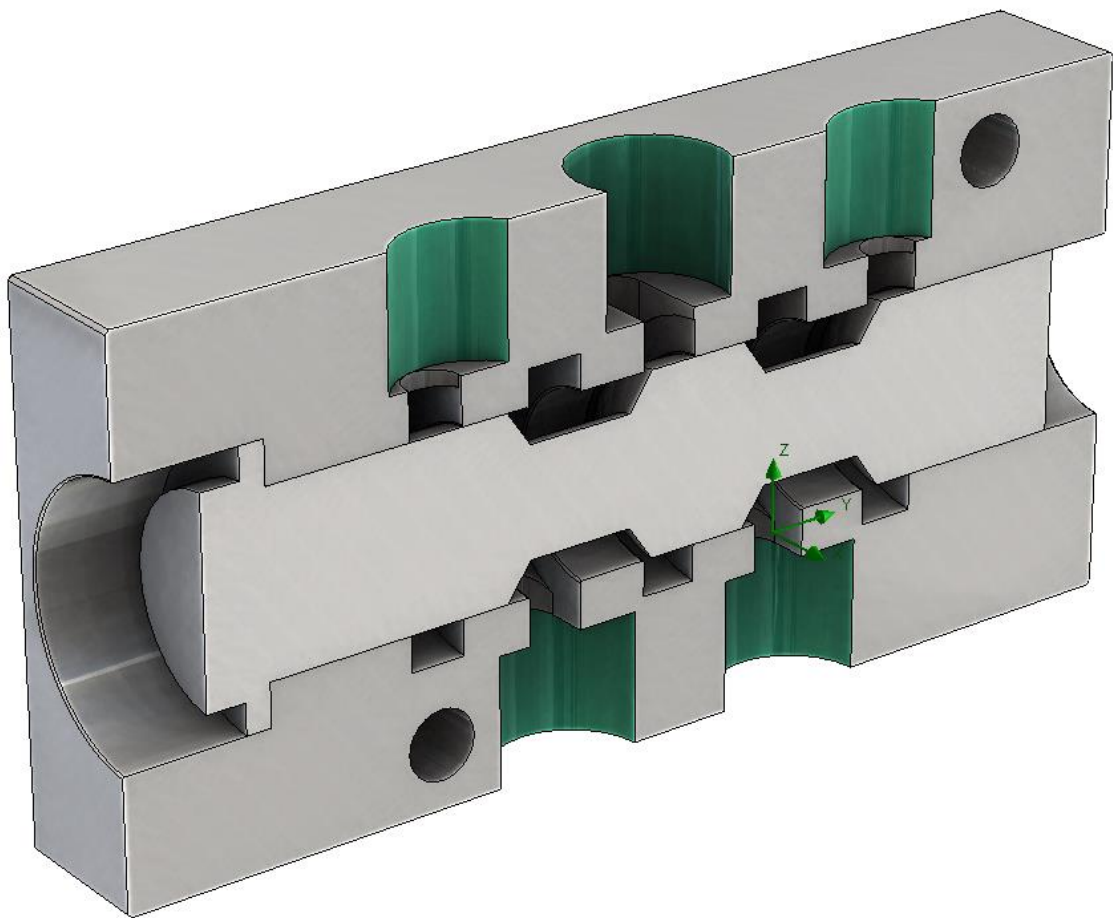
Arvutuste sooritamisel kasutatakse numbrilist arvutusmeetodit, mistõttu arvutatakse mitmeid iteratsioone kuni soovitud rajatingimuste väärtuste stabiliseerumiseni. Kuna kolme klapi parameetriliseks analüüsiks tehakse 27 simulatsiooni on efektiivsuse saavutamiseks oluline arvutusmaatriksi struktuur ning suurus.

Järgneva olulise sammuna tuleb defineerida sisselaske ning väljalaske keskkonna tingimused. Keskkonna tingimustena kasutatakse normaaltingimusi (temperatuuril 0 °C ja rõhul 1 atm). Seatakse üles parameetriline uuringute seeria, kus väljalaskes muudetakse keskkonna rõhku vahemikus 1...9 bar-i sammuga 1 bar. Defineeritakse joonistel 2.5 näidatud punktide A, B, C ja D ristlõiked ning mõõdetakse ristlõigete keskmiseid väärtuseid eelnimetatud parameetrite järgi. (6)

### 3 KLAPI CD12 ANALÜÜS

#### 3.1 Klapi CD12 representatiivse mudeli loomine

Klapi CD12 3D mudeli loomiseks demonteeriti klapp ning sooritati vajalikud mõõtmised. Mudel loodi piisava detailsuse ja täpsusega simulatsioonide tegemiseks. Seetõttu modelleeriti ainult klapi korpus ja siiber. 3D mudel on esitatud joonisel 3.1.

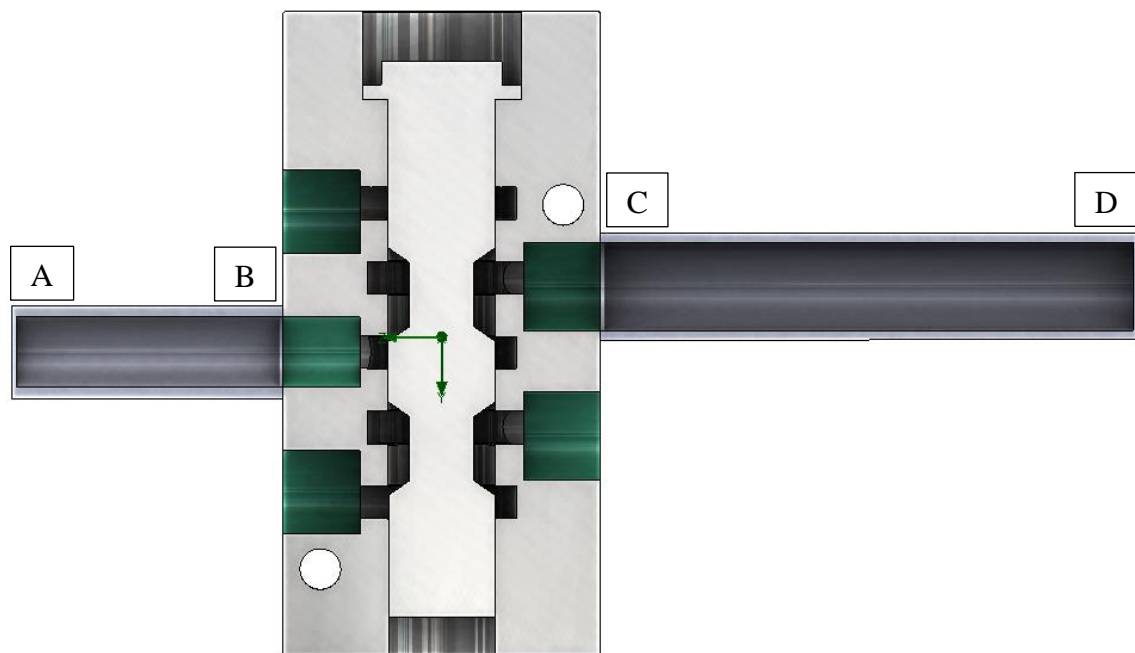


**Joonis 3.1** Klapi CD12 3D mudel lõikes

### 3.2 Klapi CD12 läbilaskevõime hindamine CFD meetodil

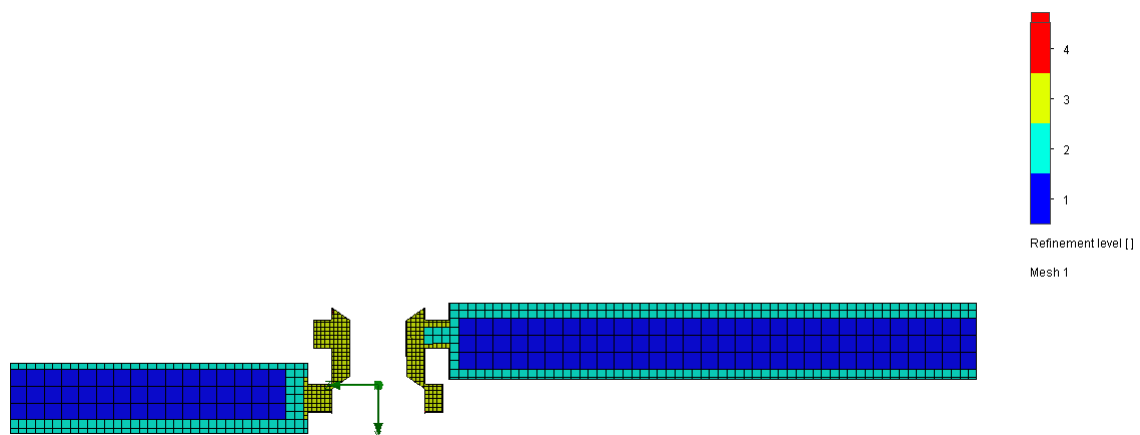
Klapi läbilaskevõime hindamiseks teostati CFD analüüs punktis 2.5 kirjeldatud meetodil. Katseandmed on esitatud lisas A.

Katseskeem on esitatud joonisena 3.2.



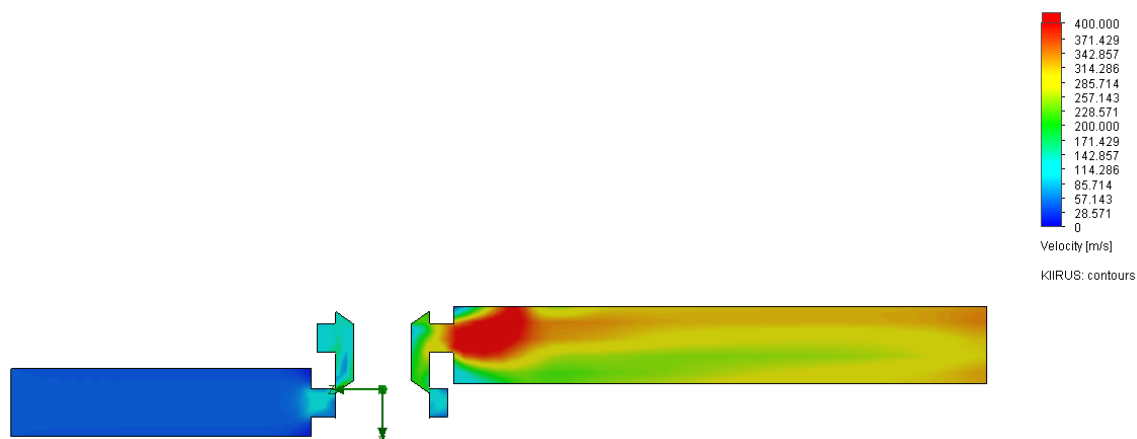
**Joonis 3.2.** Katseskeem CD12.

Piisava täpsuse saavutamiseks kasutati simulatsiooni maatriksi koostamiseks FloEFD sissehitatud funktsionaalsust maatriksi automaatseks täpsustamiseks. Täpsustatud simulatsiooni maatriks on esitatud joonisel 3.3.

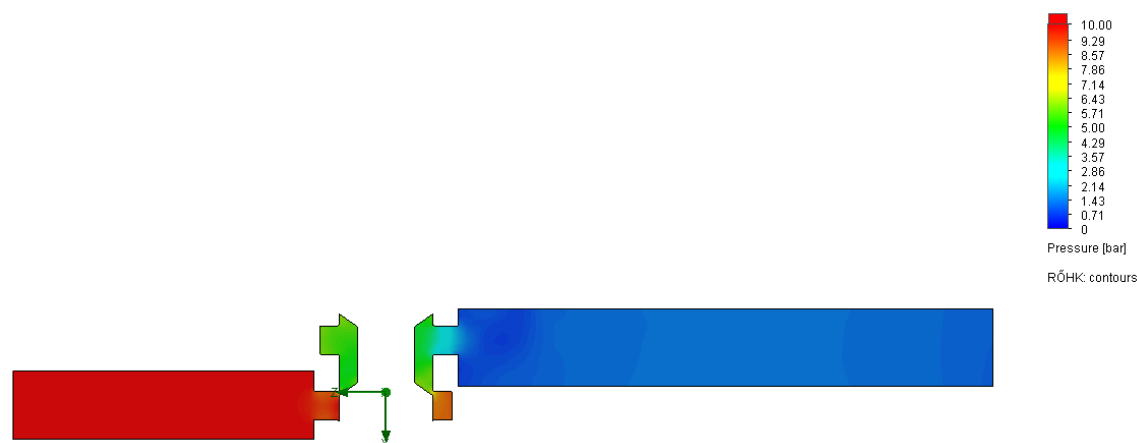


**Joonis 3.3.** Klapi CD12 simulatsiooni maatriks.

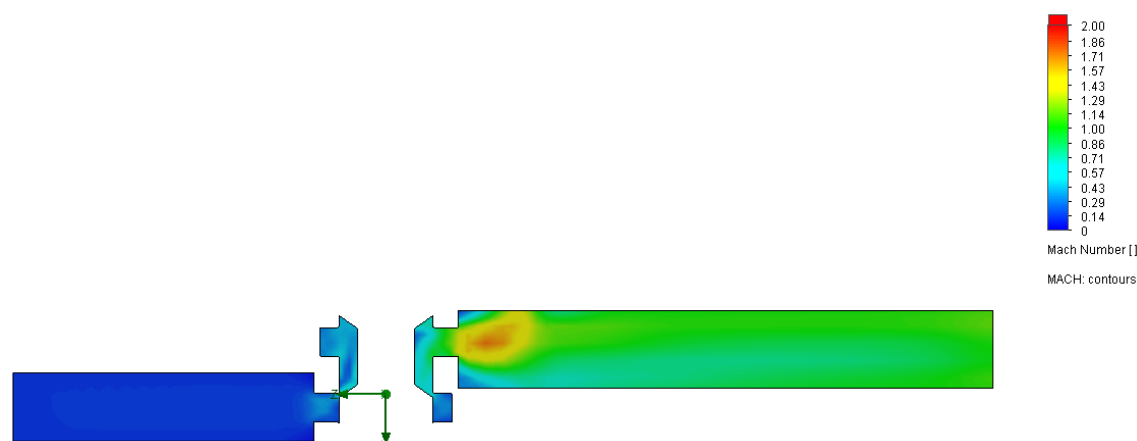
Katsetulemuste põhjal koostati illustreerivad joonised kirjeldamaks õhuvoolu kiirust, rõhku ja Machi arvu klapi ristlõikes väljundrõhul 1bar (joonised 3.4–3.6).



**Joonis 3.4.** Õhuvoolu kiiruse muutus klapi ristlõikes 1bar-isel väljundrõhul.



**Joonis 3.5.** Rõhu muutus klapi ristlõikes 1 bar-isel väljundrõhul

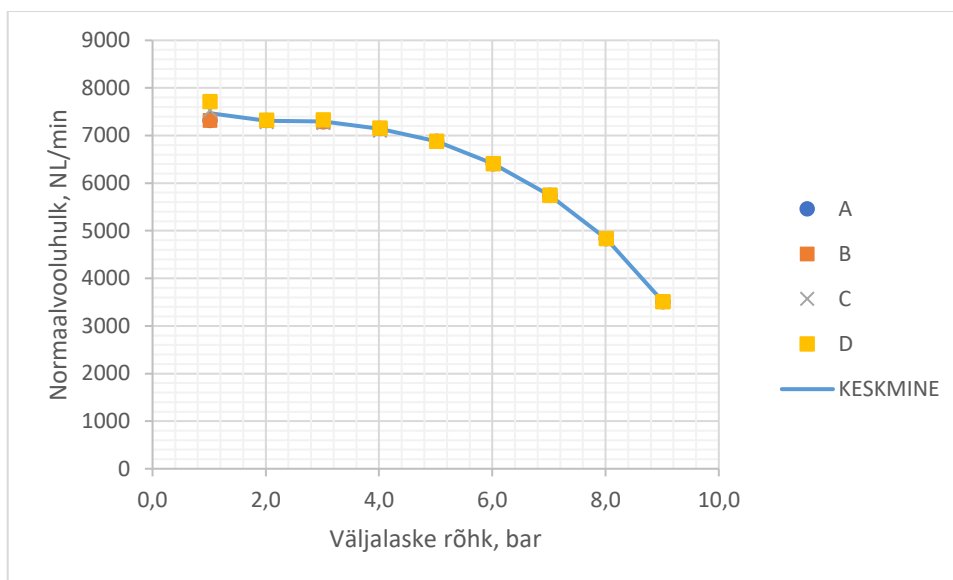


**Joonis 3.6.** Machi arvu muutus klapi ristlõikes 1bar-isel väljundrõhul.

Klapi ristlõikeid läbiv normaalvooluhulk on esitatud tabelis 3.1 ja graafik joonisel 3.7.

**Tabel 3.1.** Normaalkooluhulk klapi ristlõigetel A...D

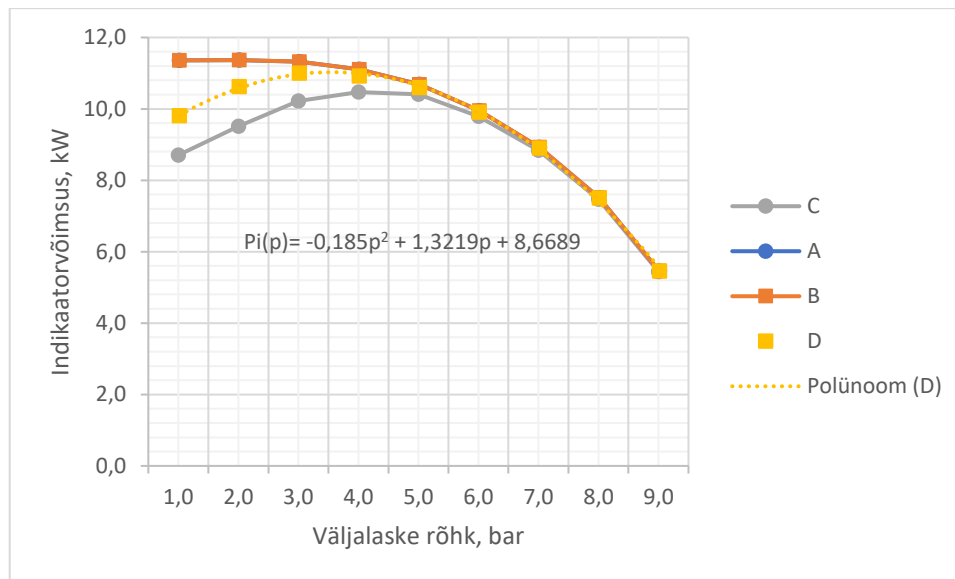
Rõhk väljundis bar	1	2	3	4	5	6	7	8	9
A	7314	7318	7290	7149	6878	6407	5745	4836	3513
B	7316	7318	7293	7153	6879	6410	5749	4834	3512
C	7533	7284	7261	7099	6887	6410	5742	4828	3510
D	7715	7325	7328	7152	6879	6407	5745	4836	3513
Keskmine	7470	7311	7293	7138	6881	6408	5745	4833	3512

**Joonis 3.7** Normaalkooluhulk klapi ristlõigetel A...D

Indikaatorvõimsus klapi ristlõigetel A...D on esitatud tabelis 3.2 graafik joonisel 3.8.

**Tabel 3.2.** Indikaatorvõimsus [kW] klapi ristlõigetel A...B

Rõhk väljundis bar	1	2	3	4	5	6	7	8	9
A	11,4	11,4	11,3	11,1	10,7	10,0	8,9	7,5	5,5
B	11,4	11,4	11,3	11,1	10,7	10,0	8,9	7,5	5,5
C	8,7	9,5	10,2	10,5	10,4	9,8	8,8	7,5	5,4
D	9,8	10,6	11,0	10,9	10,6	9,9	8,9	7,5	5,5

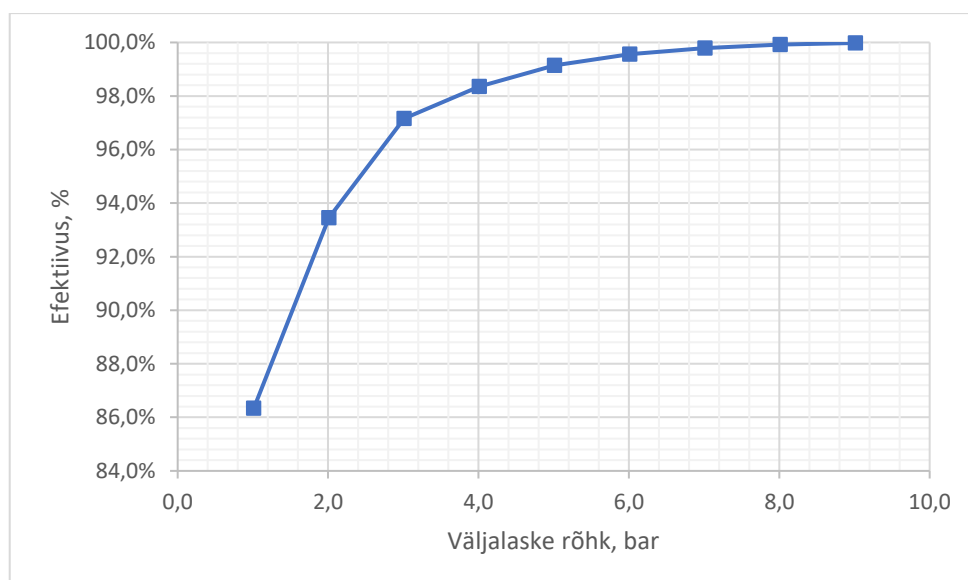


**Joonis 3.8.** Indikaatorvõimsus klapiistolõigetel A...D.

Klapi teoreetiline efektiivsus on esitatud tabelis 3.3 ja joonisel 3.9 ning on arvutatud valemiga 2.5.

**Tabel 3.3.** Klapi efektiivsus

Rõhk väljundis bar	1,0	2,0	3,0	4,0	5,0	6,0	7,0	8,0	9,0
EFEKTIIVSUS	86,3%	93,5%	97,2%	98,4%	99,1%	99,6%	99,8%	99,9%	100,0%



**Joonis 3.9.** Klapi efektiivsus.

Eelnevate graafikutelt ja tabelitest on näha, et maksimaalne läbilaskevõimsus 11 kW väljundis saavutatakse rõhul ~4 bar-i, normaalvooluhulgal 7311 NL/min, tagatud on 97,2%-line efektiivsus klapi sisselaske suhtes. Katseandmete koondtabelid on esitatud lisas A.

## 4 KLAPISÜSTEEMI PROTOTÜÜP

### 4.1 Tehnilised lahendused

Tehniliste lahenduste katsetamiseks projekteeritakse ja ehitatakse valmis esmane prototüüp. Klapp projekteeriti kiirväljalaskeklapina, mis integreeriti võistlussõiduki Technics 2 pneumomootori skeemi.

Esmase prototüübi disain on lihtsustatud ning põhineb taldrik tüüpi klakil.

Tihenditena kasutatakse o-rõngaid. Korpuse materjalina kasutatakse alumiiniumi AL6061.

Klapp avatakse pneumotäituriga ning suletakse töö rõhuga.

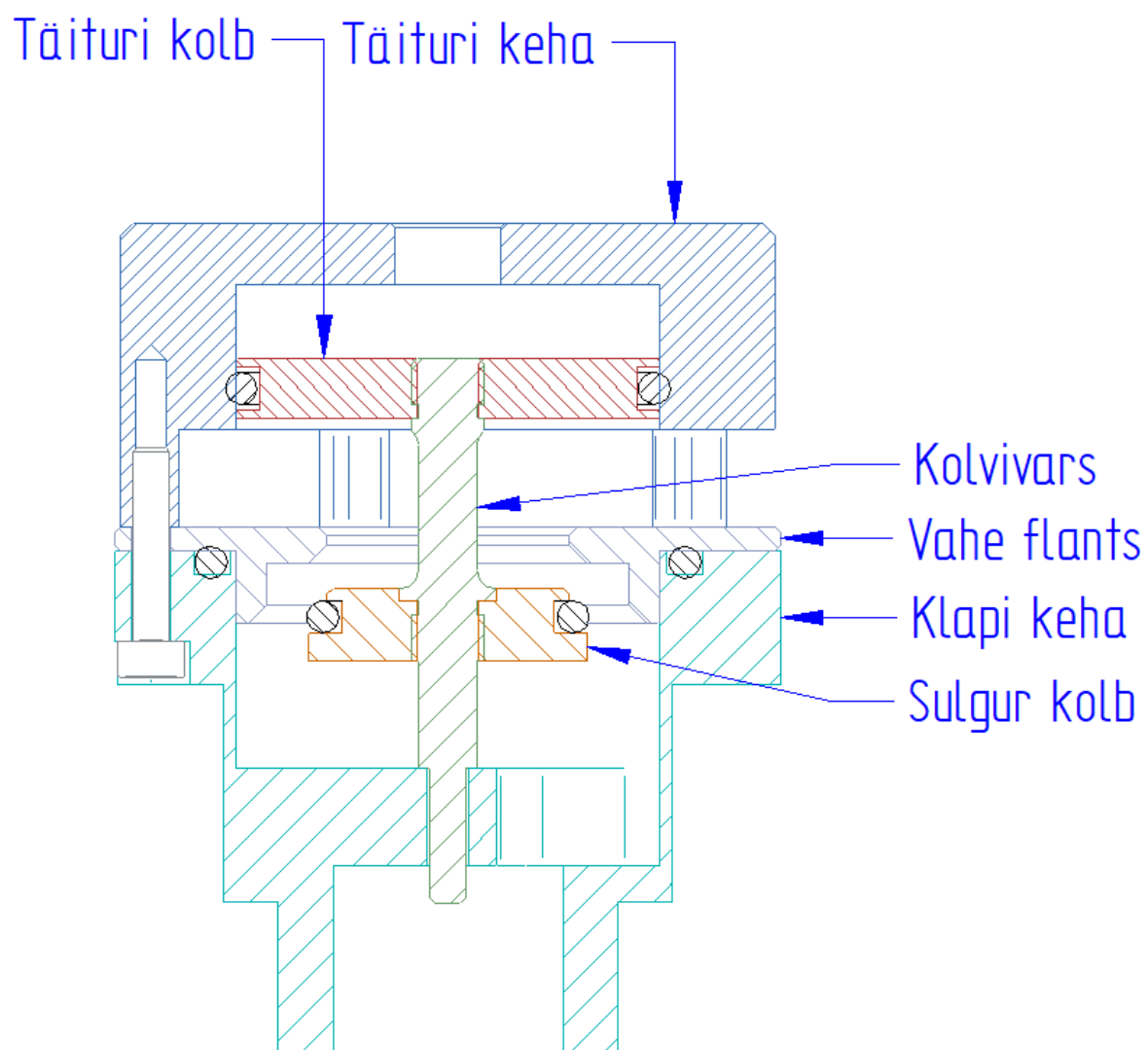
### 4.2 3D mudel

Klapp modelleeriti joonestustarkvaraga Solid Edge ST9. Klapi 3D mudel isomeetrilises vaates on esitatud joonisel 4.1. Klapp koosneb kuuest põhidetailist, mis on esitatud joonisel 4.2 klapi ristlõikel.



**Joonis 4.1.** Prototüüp klapi 3D mudel.





**Joonis 4.2.** Prototüüp klapi ristlõige.

Klapi sisselaskeava suurus on 19 mm, klapp ühendatakse Pneumo skeemi G1/2 keermega.

Klapi projekteerimisel välditi teravaid üleminekuid (9)

### 4.3 Prototüüp klapi tootmine

Valmis prototüüp on esitatud joonisel 4.3.



**Joonis 4.3.** Klapi prototüüp.

Tootmise käigus leiti, et kolvivarre tootmine on kolvivarre väikeste mõõtmete tõttu (läbimõõdud väiksemad kui 10 mm) keeruline. Väikesed läbimõõdud tingivad olukorra, kus detaili saledus on suur. Saledusest tulenevalt tekivad treimisel juba väikeste löikejõudude korral suured deformatsioonid, mistõttu on soovitud täpsust keeruline saavutada.

Samuti on keeruline keermestada täituri kolvi kolvivarre kinnitusava, kuna detail on õhuke. Probleemi lahendamiseks liimiti kolb tasaseks treitud pinnaga metallvõllile ning tsentreeriti kolviga kasutades treipingi tsentripukki.

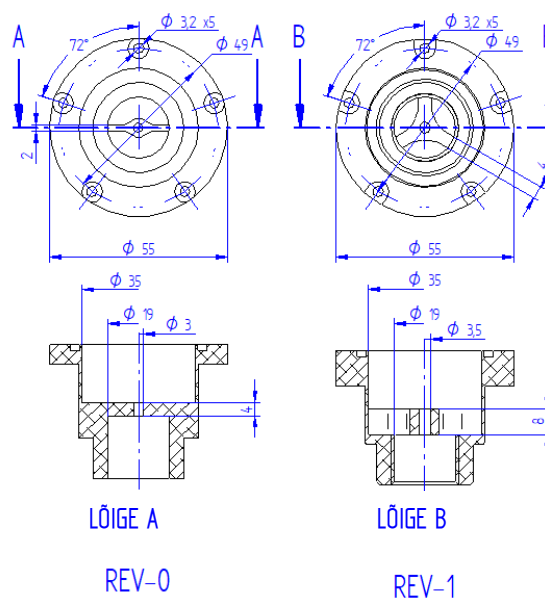
Koostamisel selgus, et esmase lahenduse puhul oli täituri kolvi ning keha vaheline tolerants liiga tihe, mistõttu tuli tolerantsivälja suurendada, et tagada klapi funktsionaalsus.

#### 4.4 Prototüüplapi katsetamine

Katsete käigus selgus, et esmane klapi korpuses asuv kolvi varre juhikvõrgustik ei taganud piisavat tugevust ning klapi avanemisel 10 bar-isel sisendrõhul võrgustik deformeerus, mis omakorda ei võimaldanud enam klapi sulguda (joonis 4.4). Järgnevas muudatuses parandati viga, hinnates detaili tugevust lõplike elementide meetodiga, muudatuste võrdlused on esitatud joonisel 4.5.



**Joonis 4.4.** Klapi prototüübi deformeerunud võrgustik.



**Joonis 4.5.** Klapi prototüüpide revisjonide võrdlused: REV-0 – Algne lahendus, REV-1 – täiustatud lahendus.

Parendatud lahenduse katsetamise käigus selgus, et klapi sulgumine oli häiritud, mis oli tingitud kolvivarre kinnikiilumisest klapi korpuse juhikavasse. Probleemi lahendamiseks lisati kolvi varrele tükk pneumovoolikut, mis käitus kompensaatorina. Samuti kasutati klapi paremaks sulgemiseks vedru. Kolvivarre ja aktuaator kolvi ühendus ei olnud samuti õhukindel, mistõttu tuli antud piirkond tihendada silikooniga.

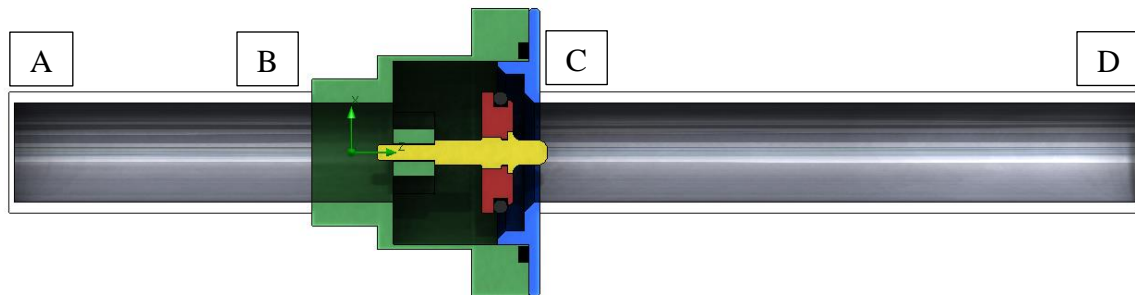
Reaalses tööolukorras esines tõrkeid. Klapi sulgumine ei olnud järjepidev kuna klapp kiilus kinni. Olukord prooviti lahendada silikoonõliga. Õli lisamisel eemaldus klapi töötamisel klappi tihendav o-rõngas.

Puuduste likvideerimiseks tuleb klapp nii avada kui ka sulgeda kasutades pilootrõhuga juhtimist. O-rõnga eemaldumise ära hoidmiseks tuleb muuta soone geomeetriat.

#### 4.5 Prototüüp klapi CFD analüüs

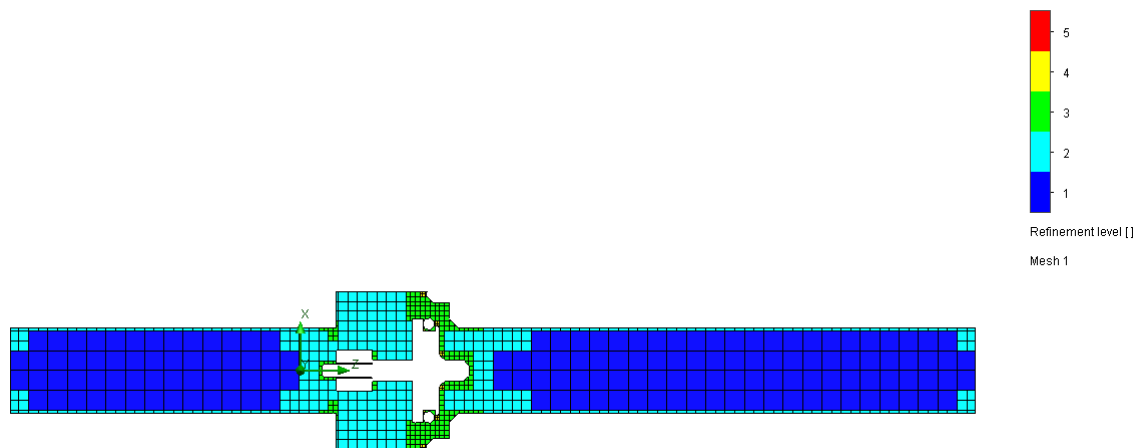
Klapi läbilaskevõime hindamiseks teostati CFD analüüs punktis 2.5 kirjeldatud meetodil. Katseandmed on esitatud lisas A.

Katseskeem on esitatud joonisena 4.6.



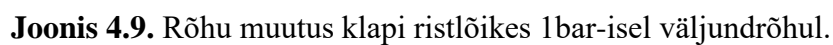
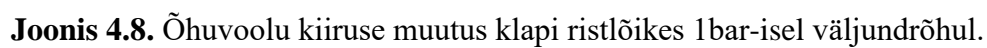
**Joonis 4.6.** Katse skeem prototüüp nr.1.

Täpsustatud simulatsiooni maatriks on esitatud joonisel 4.7.



**Joonis 4.7.** Klapi prototüüp nr.1 maatriks.

Katsetulemuste põhjal koostati illustreerivad joonised kirjeldamaks õhuvoolukiirust, rõhku ja Machi arvu klapi ristlõikes väljundrõhul 1 bar (joonised 4.8.-4.10.).

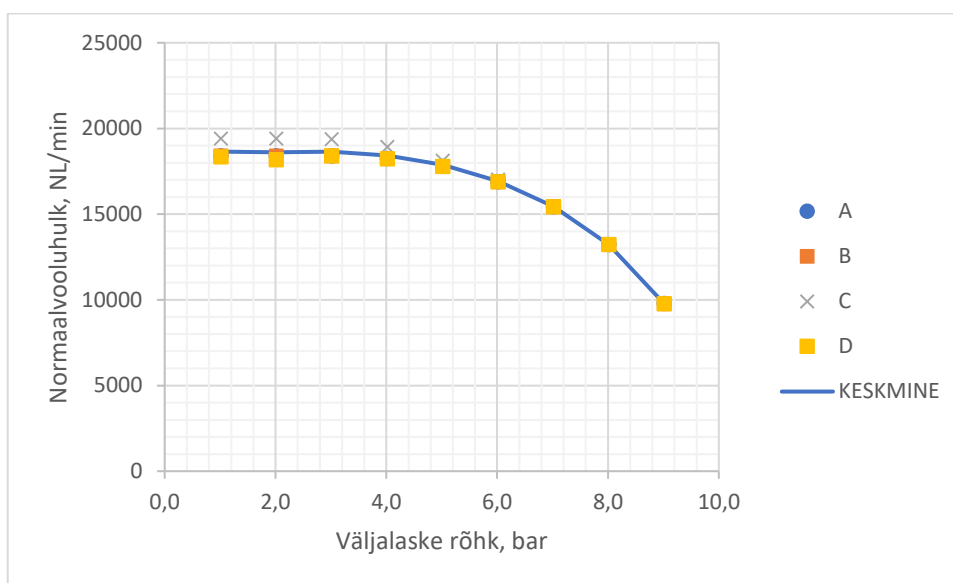


30

Klapi ristlõikeid läbiv normaalvooluhulk on esitatud tabelis 4.1 ja graafik joonisel 4.11.

**Tabel 4.1.** Normaalvooluhulk [NL min<sup>-1</sup>] klapi ristlõigetel A...D

Rõhk väljundis bar	1	2	3	4	5	6	7	8	9
A	18411	18408	18404	18245	17792	16895	15437	13231	9782
B	18410	18406	18403	18244	17789	16892	15436	13231	9780
C	19411	19404	19378	18921	18131	17030	15476	13226	9765
D	18356	18184	18396	18241	17786	16891	15435	13230	9782
KESKMINE	18647	18601	18645	18413	17874	16927	15446	13229	9777

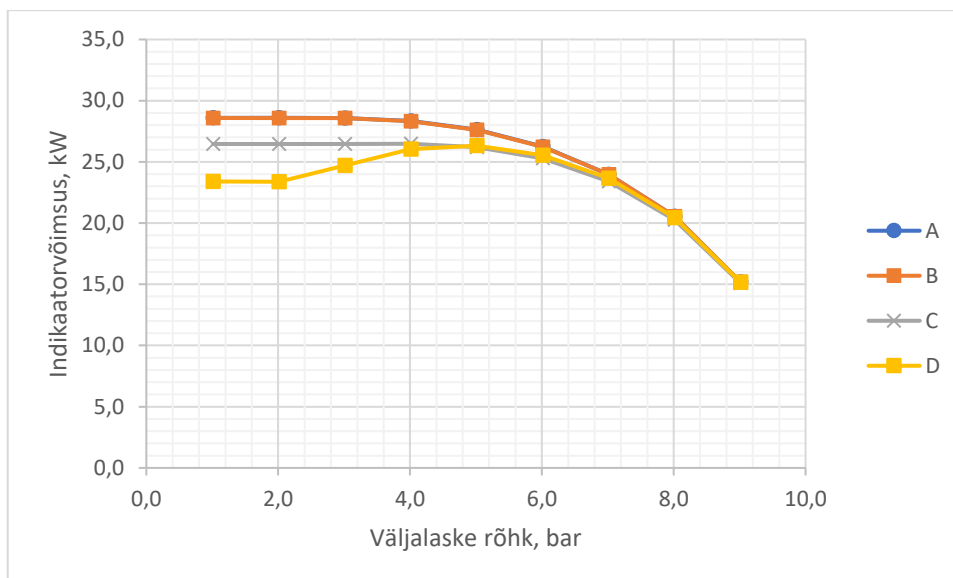


**Joonis 4.11** Massivooluhulk klapi ristlõigetel A...D.

Indikaatorvõimsus klapi ristlõigetel A...D on esitatud tabelis 4.2. graafik joonisel 4.12.

**Tabel 4.2** Indikaatorvõimsus [kW] klapi ristlõigetel A...B

Rõhk väljundis bar	1	2	3	4	5	6	7	8	9
A	27,2	27,2	27,2	27,0	26,4	25,1	22,9	19,6	14,5
B	27,4	27,4	27,4	27,2	26,6	25,3	23,1	19,8	14,6
C	24,0	24,0	24,0	24,1	24,0	23,3	21,7	18,8	14,0
D	22,3	22,5	24,1	25,1	25,3	24,5	22,7	19,6	14,5



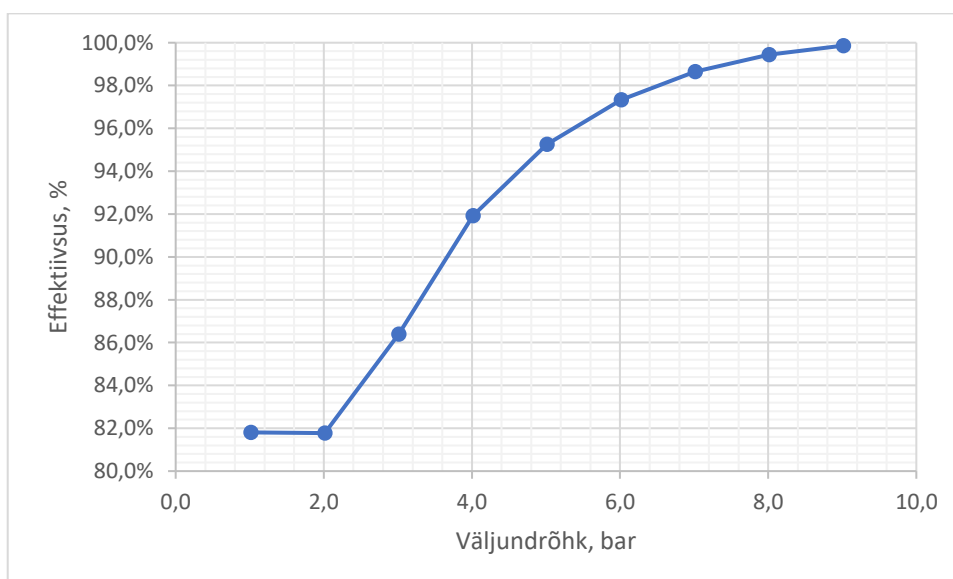
**Joonis 4.12** Indikaatorvõimsus klapiristlõigetel A...D

Vastavalt teorialele on ka graafikutelt näha, et väljundrõhul vahemikus 1...5 bar-i säilib vooluhulk läbi klapi olulisel määral muutumata.

Klapi teoreetiline efektiivsus on esitatud tabelis 4.3. ja joonisel 4.13. ning on arvutatud valmiga 2.5.

**Tabel 4.3.** Klapi efektiivsus

Rõhk väljundis bar	1,0	2,0	3,0	4,0	5,0	6,0	7,0	8,0	9,0
EFEKTIIVSUS	81,8%	81,8%	86,4%	91,9%	95,2%	97,3%	98,6%	99,4%	99,9%



**Joonis 4.13.** Klapi efektiivsus.



Eelnevatelt graafikutelt ja tabelitest on näha, et maksimaalne läbilaskevõimsus 26,3 kW väljundis saavutatakse rõhul 5 bar-i, normaalvooluhulgal 17874 NL min<sup>-1</sup>, tagatud on 95,2%-line efektiivsus võrreldes klapi sisselaskega.

Antud prototüüp klapp tagab 2,4 korda suurema normaalvooluhulga ning kaalub 0,175 kg. Seega on antud klapi disain õigustatud ning klapisüsteemi projekteerimiseks võib kasutada taldrik tüüpi klapi disaini.

Katseandmete koondtabelid on esitatud lisas A.

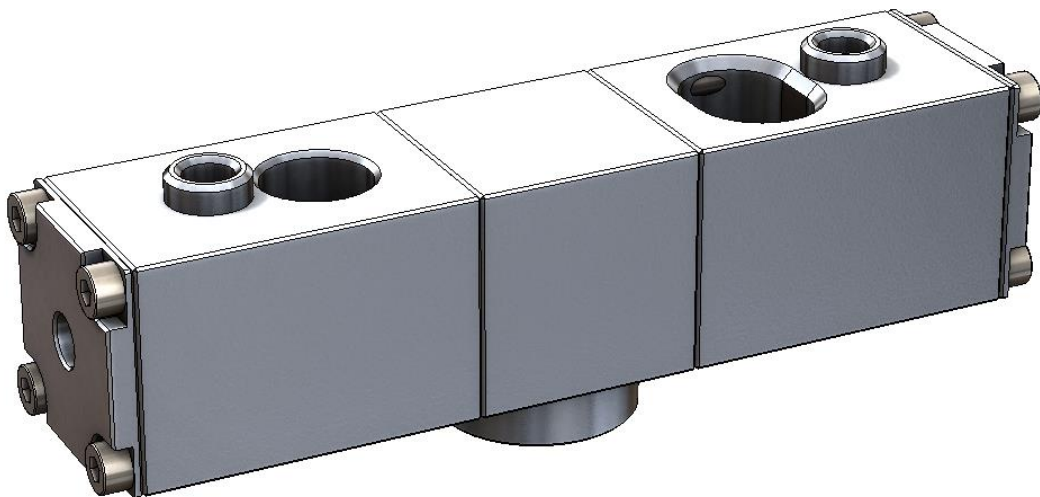
## 5 KLAPISÜSTEEMI LAHENDUS

### 5.1 Tehnilised lahendused

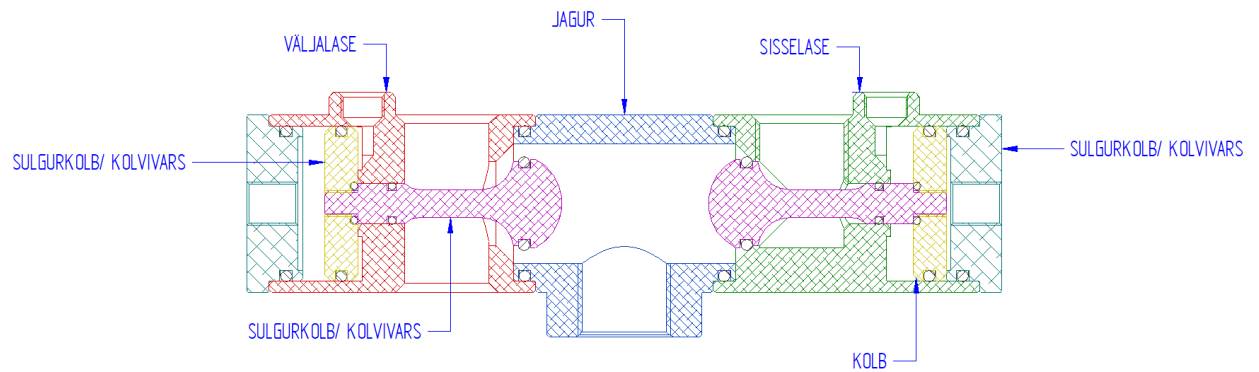
Klapp projekteeritakse 2x2/2 klapina, mis võimaldab nii sisselaset kui ka väljalaset sõltumatult juhtida. Lülitused toimuvad rakendades pilootrõhku lülituskolvi pooltele. Klapp koosneb kolmest põhiosast: sisselaskemoodul, väljalaskemoodul ja jagur. Materjalina kasutatakse alumiiniumi. Detailide vahelisi õhutihedaid ühendusi tihendatakse o-rõngastega. Sulgurkolvi ning klapi keha vaheline tihendus toimub 45° faasi ning kompreseeritud o-rõnga vahel.

### 5.2 3D mudel

Klapp modelleeriti joonestustarkvaraga Solid Edge ST10. Klapi 3D mudel isomeetrilises vaates on esitatud joonisel 4.1. Klapp koosneb kuuest põhidetallist, mis on esitatud joonisel 4.2 klapi ristlõikest.



**Joonis 4.1** Klapi 3D mudel



**Joonis 4.2** Klapi ristlõige.

Täpsemad tehnilised andmed on esitatud tehniliste joonistena lisas B.

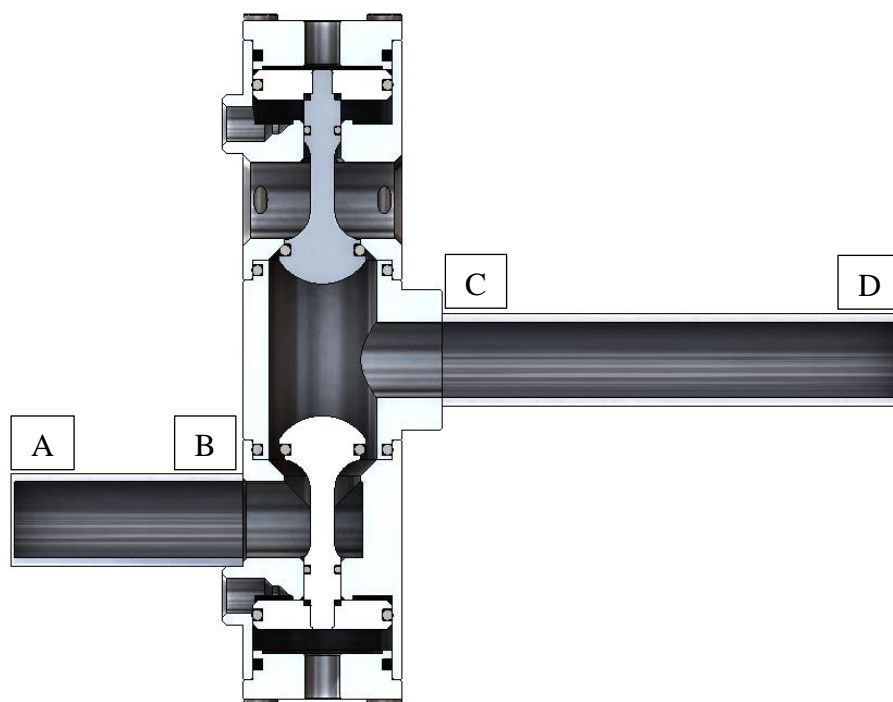
### 5.3 Tehniliste lahenduste analüüs

Tehniliste lahenduste valikud olid õigustatud ning klapi mehaanika töötas ettenähtud moel. Siiski esines probleeme jaguri ning sisselaske/väljalaske korpuste vahelise tihendusega. Alumiiniumi ja o-rõngaste materjalide soojuspaisumistegurite erinevusest tingituna, kadus töö käigus klapi jahtumisel tihendus ning tekkisid lekked. Probleemi lahendamiseks tuleb suurendada o-rõnga ning jaguri vahelist istu, et tagada vajaminev tihendus.

Edasipidise arendustöö käigus on klapi juhtimise lihtsustamiseks vajalik lisada sellele elektroonilise juhtimise võimaldamiseks solenoidid. Jälgides pneumokomponentide tootjate, nagu näiteks Aventics arendussuundasid, on mõistlik lisada klappide ühiseks plokiks kokkuühendamise võimekus.

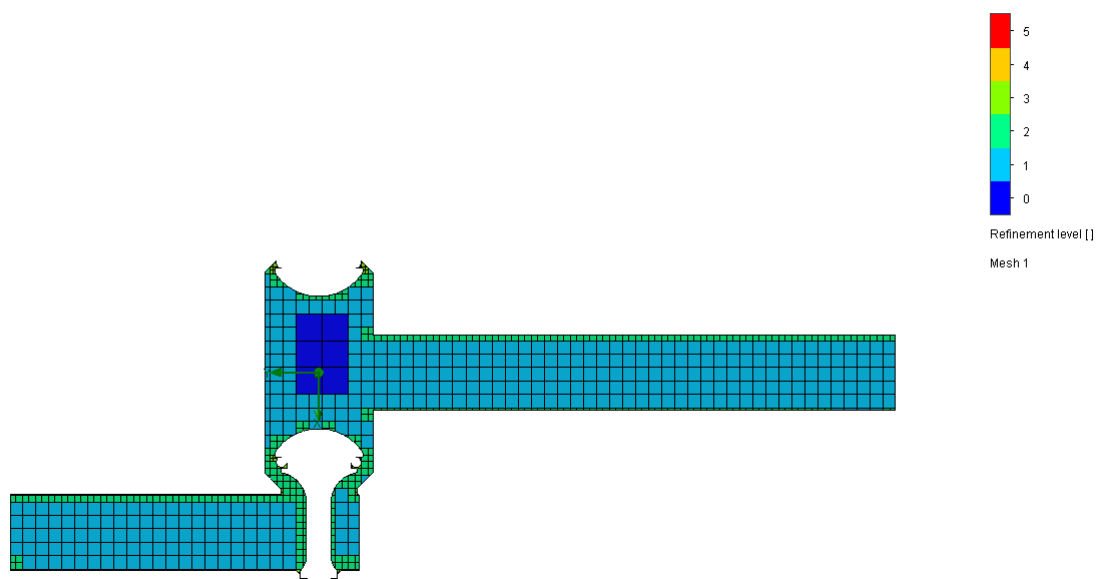
### 5.4 Prototüüp klapi CFD analüüs

Klapi läbilaskevõime hindamiseks teostati CFD analüüs punktis 2.5 kirjeldatud meetodil. Katse skeem on esitatud joonisena 5.6.



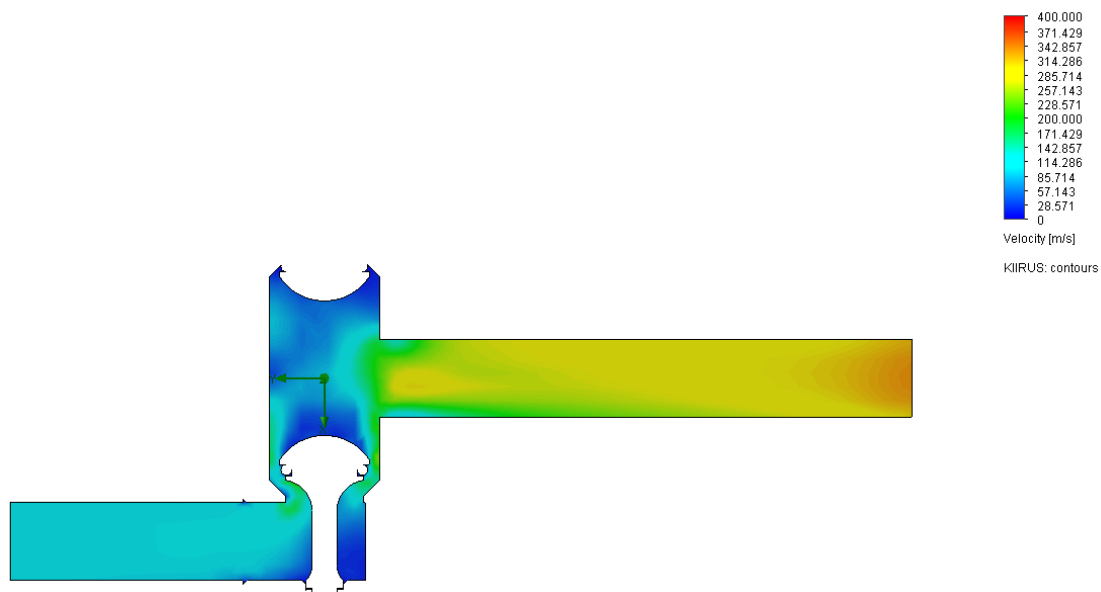
**Joonis 5.6.** Katse skeem prototüüp nr.1.

Täpsustatud simulatsiooni maatriks on esitatud joonisel 5.7.

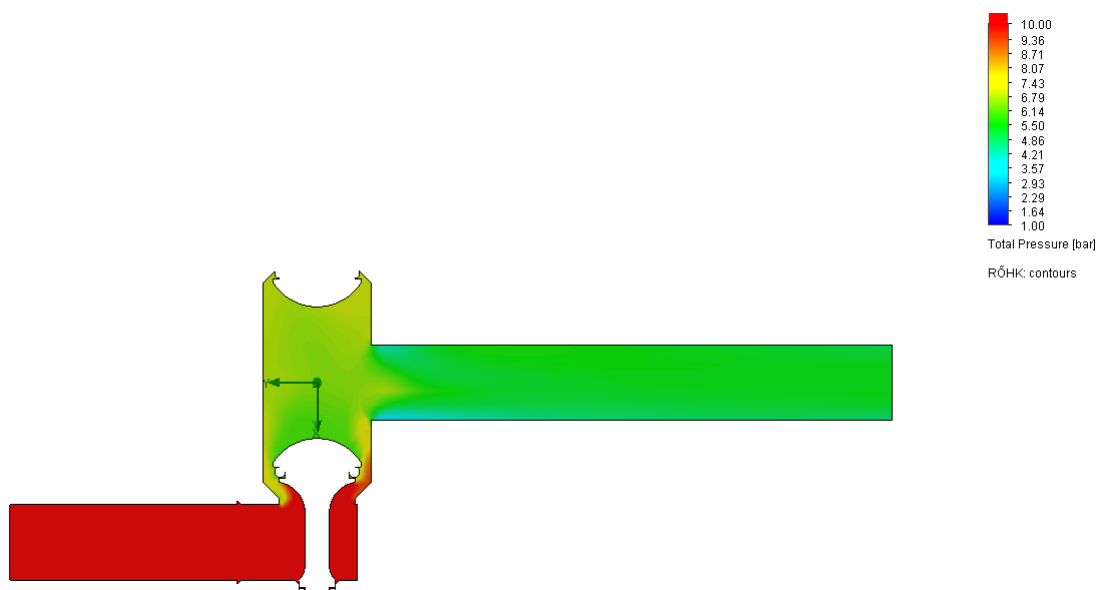


**Joonis 5.7** Klapi prototüüp nr.1 maatriks

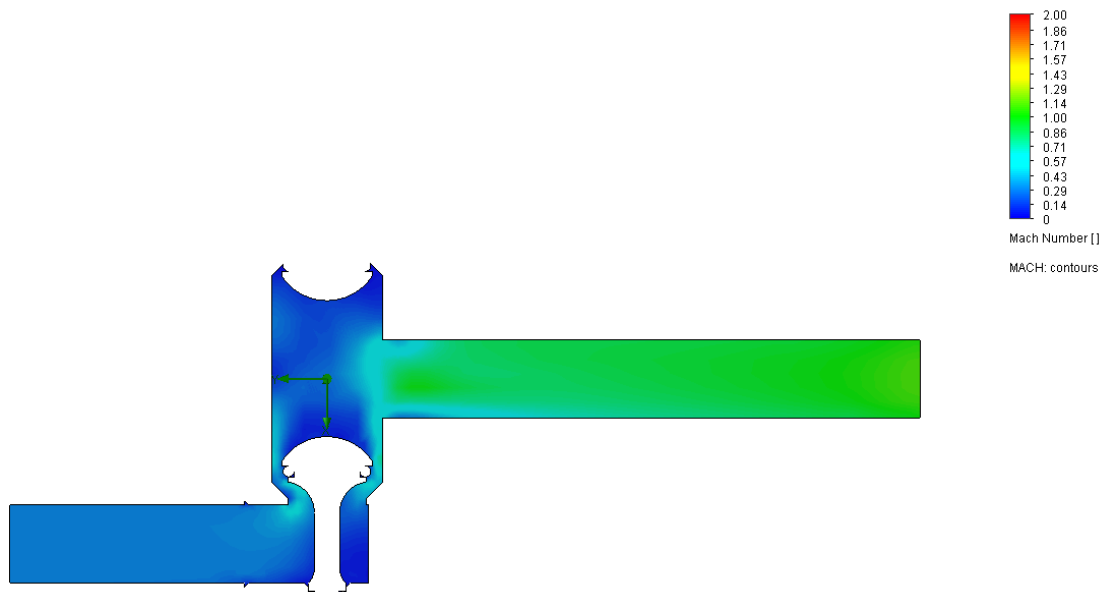
Katsetulemuste põhjal koostati illustreerivad joonised õhuvoolukiiruse, rõhu ja Machi arvu kirjeldamiseks klapi ristlõikes väljundrõhul 1 bar (joonised 5.8–5.10).



**Joonis 5.8.** Õhuvoolu kiiruse muutus klapi ristlõikes 1 bar-isel väljundrõhul.



**Joonis 5.9.** Rõhu muutus klapi ristlõikes 1 bar-isel väljundrõhul.

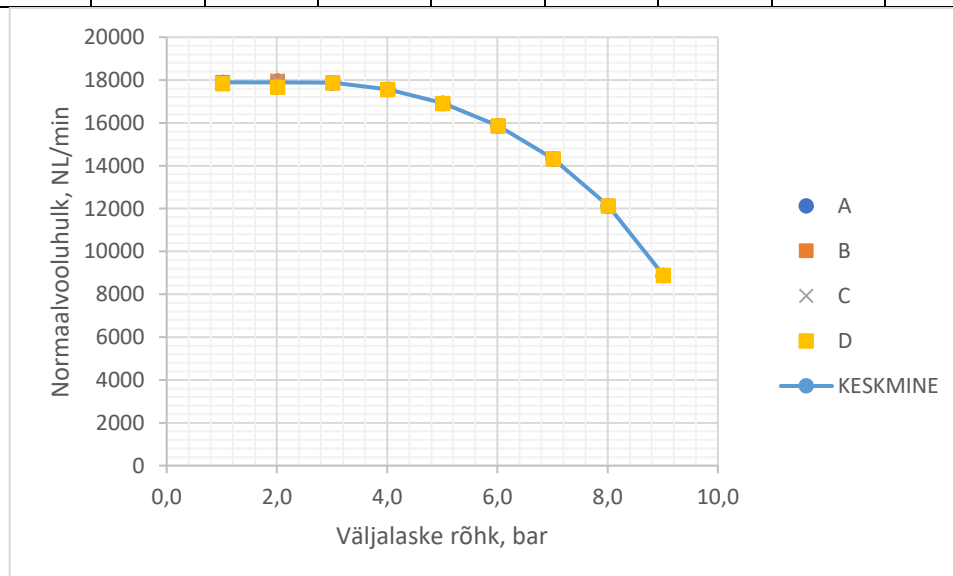


**Joonis 5.10.** Machi arvu muutus klapi ristlõikes 1bar-isel väljundrõhul.

Normaalvooluhulk klapi ristlõigetes A...D on esitatud tabelis 5.1 ja graafik joonisel 5.11.

**Tabel 5.1.** Normaalvooluhulk [NL min<sup>-1</sup>] klapi ristlõigetes A...D.

Rõhk	1	2	3	4	5	6	7	8	9
A	17902	17959	17878	17567	16915	15858	14322	12127	8887
B	17894	17949	17865	17559	16913	15855	14323	12125	8886
C	17926	17977	17897	17588	16934	15866	14335	12125	8889
D	17840	17677	17875	17563	16914	15856	14320	12126	8886
KESKMINE	17891	17891	17879	17569	16919	15859	14325	12126	8887

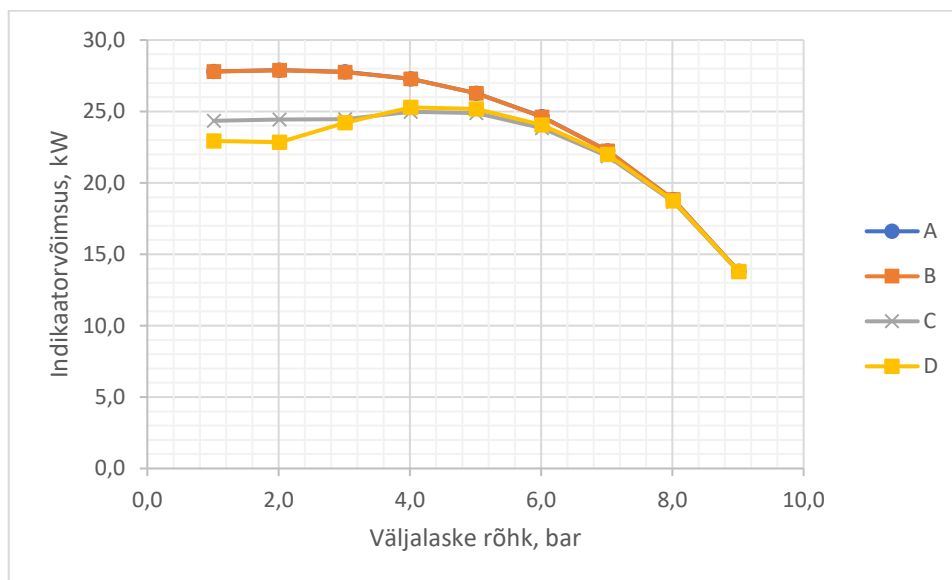


**Joonis 5.11.** Normaalvooluhulk klapi ristlõigetes A...D.

Indikaatorvõimsus klapi ristlõigetes A...D on esitatud tabelis 5.2 graafik joonisel 5.12.

**Tabel 5.2** Indikaatorvõimsus [kW] klapi ristlõigetel A...D

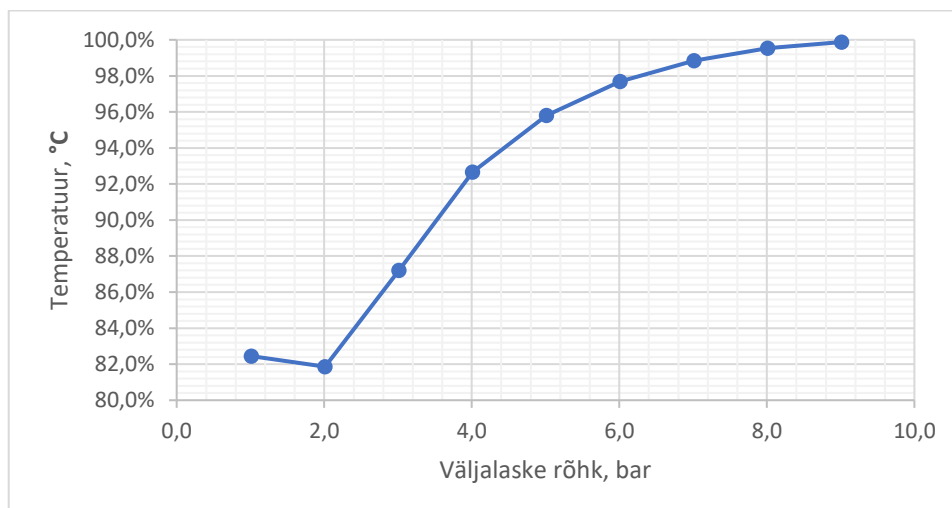
Rõhk väljundis bar	1	2	3	4	5	6	7	8	9
A	27,8	27,9	27,8	27,3	26,3	24,6	22,2	18,8	13,8
B	27,8	27,9	27,8	27,3	26,3	24,6	22,2	18,8	13,8
C	24,4	24,4	24,5	25,0	24,9	23,8	21,9	18,7	13,8
D	22,9	22,8	24,2	25,3	25,2	24,1	22,0	18,7	13,8

**Joonis 5.12.** Indikaatorvõimsus klapi ristlõigetel A...D.

Klapi teoreetiline efektiivsus on esitatud tabelis 5.3 ja joonisel 5.13 ning on arvutatud valemiga 2.5.

**Tabel 5.3.** Klapi efektiivsus

Rõhk väljundis bar	1,0	2,0	3,0	4,0	5,0	6,0	7,0	8,0	9,0
EFEKTIIVSUS	82,4%	81,9%	87,2%	92,7%	95,8%	97,7%	98,8%	99,5%	99,9%



**Joonis 5.13.** Klapi efektiivsus.

Eelnevatelt graafikutelt ja tabelitest on näha, et maksimaalne läbilaskevõimsus 25,3 kW väljundis saavutatakse rõhul 4 bar-i, normaalvooluhulgal 17569 NL/min, tagatud on 92,7%-line efektiivsus võrreldes klapi sisselaskega.

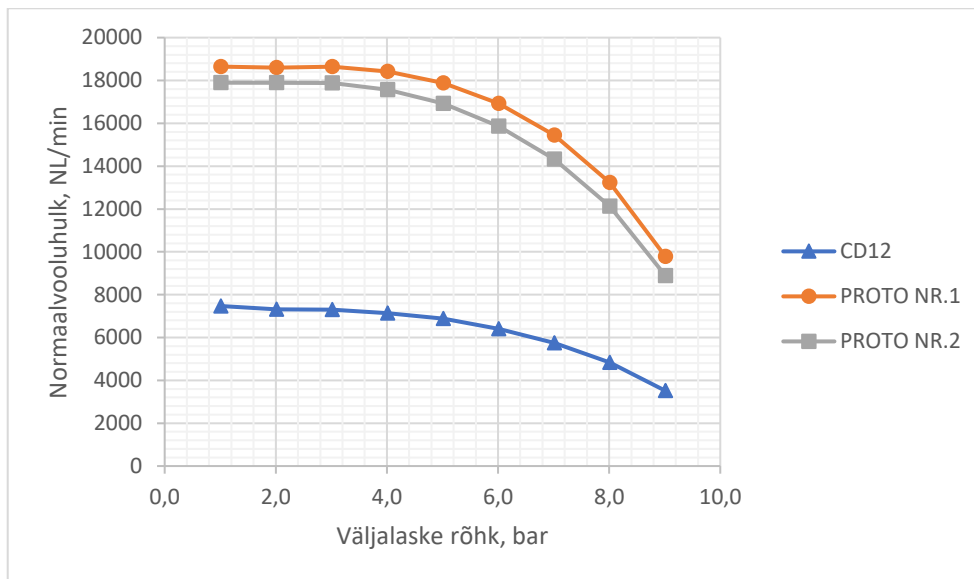
Katseandmete koondtabelid on esitatud lisas A.



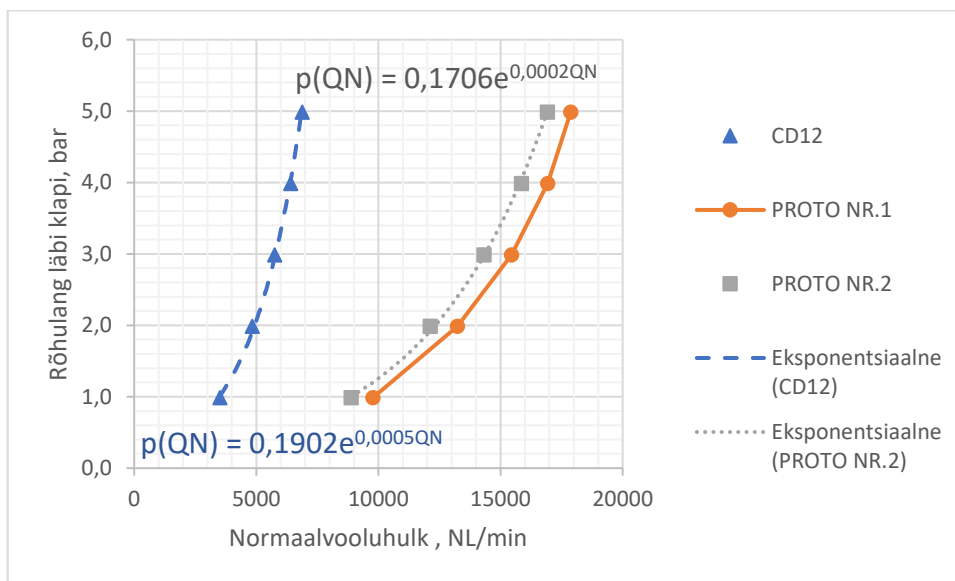
## 6 JÄRELDUSED JA ANALÜÜS

### 6.1 Klappide võrdlevad andmedseeriad ja analüüs

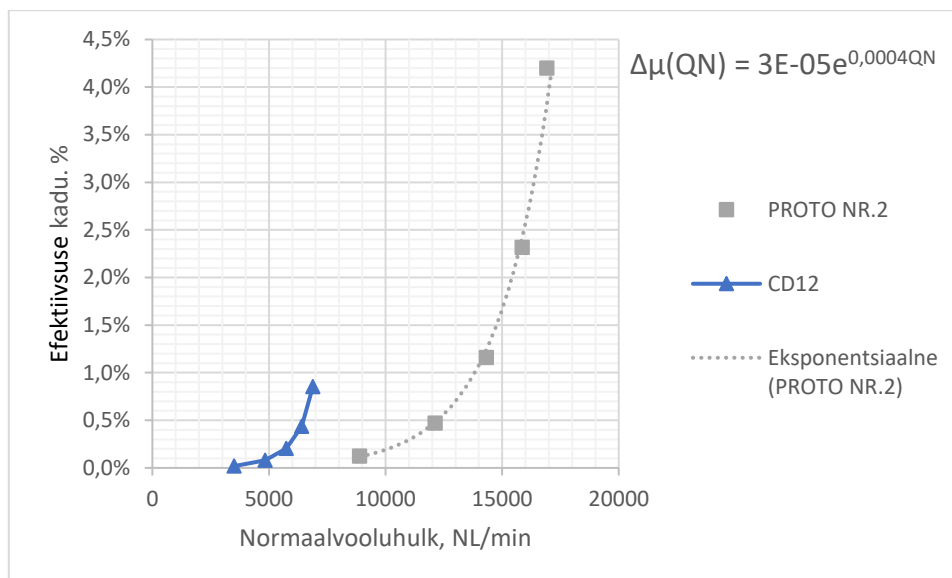
Koostati graafikud, joonis 6.1- joonis 6.3, eesmärgiga võrrelda klappide läbilaskevõimet ning efektiivsust. Lähemalt võrreldi lõplikku prototüüpi ning klappi CD12.



**Joonis 6.1.** Normaalvooluhulgad vastavalt simulatsioonide andmetele uuritud klappide põhjal.



**Joonis 6.2.** Rõhulangu sõltuvus normaalvooluhulgast uuritud klappide simulatsioonide andmetele põhjal.



**Joonis 6.3.** Efektiivsuse kao sõltuvus normaalkooluhulgast uuritud klappide simulatsioonide andmetele põhjal.

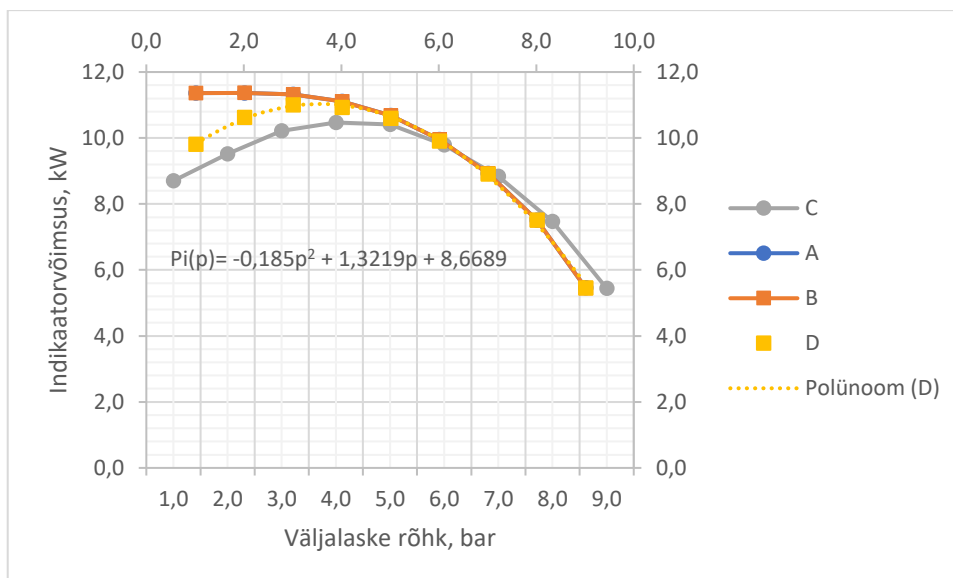
Graafikute katseandmed on esitatud lisa A.

Lähtudes uuritud kirjandusest, ei ole mõistlik minna üle kõrge rõhulangu režiimile. Tuginedes kogemustele, ei tööta suruõhusõidukite mootorid kõrgetel vooluhulkadel ning madalatel rõhkudel (ajami ülekandesuhe vajaks suures ulatuses dünaamilist muutmist) efektiivselt. Seetõttu on joonistel 6.2 ja 6.3 kujutatud katseandmed väljundrõhu väärtustel 5...9 bar-i. Antud uurimispiirkonnas on tegemist eksponentsiaalse sõltuvusega (vahemikus 1...5bar-i on sõltuvus lineaarne).

Järgnevalt leiti prototüüp nr. 2 efektiivsus ning rõhulang klapi CD12 maksimaalsel vooluhulgal. Selleks tuli läbida järgivad etapid:

- 1) klapi CD12 maksimaalse vooluhulga leidmine maksimaalsel indikaatorvõimsusel katseandmete analüüsi põhjal;
- 2) töö rõhu leidmine maksimaalsel vooluhulgal;
- 3) prototüüp nr. 2 rõhulangu sõltuvuse leidmine lähtuvalt normaalkooluhulgast;
- 4) prototüüp nr. 2 efektiivsuse sõltuvuse leidmine lähtuvalt normaalkooluhulgast;
- 5) ekvivalentse rõhulangu ja efektiivsuse leidmine.

Klapi maksimaalse vooluhulga leidmiseks koostati graafik, mis on esitatud joonisel 6.4. Tabelarvutustarkvara MS Exceli abil lahendati indikaatorvõimsuse väärtustele klapi väljundis ruutpolünoomi.



**Joonis 6.4** Indikaatorvõimsus klapistlõigetes A...D – ristlõike D indikaatorvõimsuse väärtuste suhtes ruutpolünoomi lähtestamine.

Indikaatorvõimsust kirjeldav polünoom on esitatud võrrandina:

$$P_i(p) = -0,185 \cdot p_i^2 + 1,322 \cdot p + 8,669 \quad (6.1)$$

kus,  $P_i$  – indikaatorvõimsus, kW,

$p_i$  – rõhk ristlõikes, bar.

Maksimaalse vooluhulga leidmiseks maksimaalsel indikaatorvõimsusel tuleb leida polünoomi käänupunkt. Ruutpolünoomi käänupunkt asub sõltuvalt funktsiooni muutuja kordajatest kas funktsiooni miinimumis või maksimumis.

Funktsiooni graafikult on näha, et tegemist on kumera funktsiooniga, seega eksisteerib ruutpolünoomil maksimum. Vastavalt ruutpolünoomi lahendamise seadustele avaldub funktsiooni maksimum muutuja väärtusel  $x = -b/2a$ . Järelikult saavutatakse maksimaalne indikaatorvõimsus 11 kW rõhul 3,57 bar-i. Antud punkt näitab üleminekut kõrge rõhulanguga režiimilt maksimaalse vooluhulga režiimile.

Kasutades graafikut joonisel 6.2 leiti rõhulangu sõltuvus eksponendi näol, mis on esitatud võrrandina 6.2.

$$\Delta p(Q_n) = 0,1902 \cdot e^{0,0005 \cdot Q_n} \quad (6.2)$$

kus,  $\Delta p$  – rõhulang läbi klapi, bar,

$Q_n$  – normaalvooluhulk, NL/min.

Funktsiooni 6.2 pöördfunktsiooniga (valem 6.3) leiti klapi CD12 maksimaalne vooluhulk.

$$Q_n(p) = 2000 \cdot \ln(5,26 \cdot (10 - p)) \quad (6.2)$$

kus,  $p$  – rõhulang läbi klapi, bar,

$(10 - p)$  – rõhu teisendamine rõhulanguks, bar.

Maksimaalse vooluhulga režiimil on võimalik saavutada vooluhulk 7040 NL/min.

Analoogselt leiti ka prototüüp klapi nr. 2 rõhulangu kirjeldav funktsioon, mis on esitatud valemiga 6.3.

$$\Delta p(Q_n) = 0,1706 \cdot e^{0,0002 \cdot Q_n} \quad (6.3)$$

kus,  $\Delta p$  – rõhulang läbi klapi, bar,

$Q_n$  – normaalvooluhulk, NL/min.

Arvutustest selgub, et klapi CD12 ekvivalentsest maksimaalsest vooluhulgast 7040 NL/min on rõhulang läbi klapi prototüübil nr. 2 0,7 bar-i (klapi väljundrõhk 9,3 bar-i).

Vastavalt graafikule leiti prototüüp klapi nr. 2 efektiivsuse kao sõltuvust normaalvooluhulgast kirjeldav funktsioon, mis on esitatud valemiga 6.4.

$$\Delta \eta(Q_n) = 3 \cdot 10^{-5} \cdot e^{0,0004 \cdot Q_n} \quad (6.3)$$

kus,  $\Delta \eta$  – võimsuse kadu, %,

$Q_n$  – normaalvooluhulk, NL/min.

Efektiivsuse kadu vooluhulga 7040 NL/min juures on 0,1% (klapi efektiivsus 99,9%).

Tulemused on esitatud tabelites 6.1 ja 6.2.

**Tabel 6.1** Klapi karakteristikute maksimaalnäitajate võrdlused

Klapp	Vooluhulk	p	Efektiivsus
CD12	7040 NL min <sup>-1</sup> , max P <sub>i</sub>	3,6 bar, max P <sub>i</sub>	98,4%, max P <sub>i</sub>
Prototüüp nr.2	7040 NL min <sup>-1</sup>	9,3 bar	99,9%

**Tabel 6.2** Klapi karakteristikute maksimaalnäitajate võrdlused

Klapp	Vooluhulk max P <sub>i</sub>	P <sub>i</sub>	Efektiivsus	Mass
CD12	7040 NL min <sup>-1</sup>	11 kW, p=3,6bar	98,4%	1 kg
Prototüüp nr.2	17569 NL min <sup>-1</sup>	25,3 kW, p=4bar	92,7%	0,5 kg

Tabelites esitatud andmete põhjal saab öelda, et püstitatud eesmärgid täideti.

## KOKKUVÕTE

Lõputöö käigus uuriti erialakirjandust, tehti selle põhjal järeldused, analüüsiti tootja Aventics klappi CD12 ning saadud andmete põhjal projekteeriti MTÜ Tehnikaüliõpilaste Seltsi projekti „Pneumobiil 2018“ raames prototüüp klapisüsteem. Vastavalt prototüüp klapi analüüsile ning katsetustele selgitati välja disaini ja lahenduste kitsaskohad, likvideeriti need ning konstrueeriti, projekteeriti ning ehitati valmis lõplik prototüüp. Lõpliku prototüübi analüüsitulemustest selgus, et projekteeritud klapisüsteem rahuldab püstitatud eesmäärke.

Analüüsi käigus võrreldi tootja Aventics klappi CD12 ning projekteeritud lõpliku prototüüpi (prototüüp nr. 2), mille tulemusena leiti, et võrdväärsel vooluhulkadel (klapi CD12 maksimaalsel vooluhulgal) on tagatud 5,7 bar-i madalam rõhulang. Võrreldes klapiga CD12 suudab prototüüp nr. 2 maksimaalselt läbi lasta 2,5 korda rohkem õhku ning kaalub seejuures kaks korda vähem.

Edaspidi on vaja valideerida katseandmed füüsiliste katsetustega. Lisaks on otstarbekas klapi lisada elektriline juhtimissüsteem, mis lihtsustab klapi juhtahela pneuoskeemi. Klapisüsteemi on mõistlik edasi arendada nii, et ühisesse plokki on võimalik ühendada mitu klappi.

## KASUTATUD KIRJANDUS

1. Aventics. *Series CD12*. [Võrgumaterjal] Aventics. [Tsiteeritud: 10. 12 2017. a.] <https://www.aventics.com/de/en/pneumatics-shop/series-cd12-pgr.259999>.
2. Kyoungkwan Ahn, Shinichi Yokota. *Intelligent switching control of pneumatic actuator using on/off solenoid valves*. Ulsan, Korea : Mechatronics, 2005.
3. Wendt, John F. *Computational Fluid Dynamics*. 1995.
4. Swagelok. [www.swagelok.com](http://www.swagelok.com). [Võrgumaterjal] 12 2007. a. [Tsiteeritud: 12. 11 2017. a.] <https://www.swagelok.com/downloads/webcatalogs/EN/MS-06-84.PDF>.
5. ISA. *Control Valve Capacity Test Procedures*. s.l. : ISA, 1996. ANSI/ISA-S75.02-1996.
6. —. *Flow equations for sizing control valves*. s.l. : ISA, 2007. ISA-75.01.01-2007 (60534-2-1 Mod).
7. James A. Davis, Mike Stewart. *Predicting Globe Control Valve Performance—Part I: CFD Modeling*. s.l. : ASME, 2002.
8. Institute of Electrical and Electronics Engineers. IEEE Editorial Style Manual (Online). [Võrgumaterjal] [Tsiteeritud: 1. 12 2015. a.] <http://www.ieee.org/documents/ieeecitationref.pdf>.
9. F. Ottitsch, P. Scarpinato. *CFD a Viable Engineering Tool for Compressor*. West Lafayette : Purdue University, 2000.
10. Fischer, U. *Mehaanikainseneri Käsiraamat*. Tallinn : TTÜ kirjastus, 2015.

Mina, Kristjan Türk \_\_\_\_\_,  
(*autori nimi*)

sünniaeg 27.07.1993,

1. annan Eesti Maaülikoolile tasuta loa (lihtlitsentsi) enda koostatud lõputöö  
OPTIMEERITUD KLAPISÜSTEEMI PROJEKT PNEUMAATILISE AJAMIGA  
MOOTORILE PROJEKTI „PNEUMOBIIIL 2018“ RAAMES

OPTIMIZED VALVE SYSTEM FOR PNEUMATIC MOTOR FOR PROJECT  
„PNEUMOBIIIL 2018,

(*lõputöö pealkiri*)

mille juhendaja(d) on Marten Madissoo \_\_\_\_\_,  
(*juhendaja(te) nimi*)

- 1.1. salvestamiseks säilitamise eesmärgil,
- 1.2. digiarhiivi DSpace lisamiseks ja
- 1.3. veebikeskkonnas üldsusele kättesaadavaks tegemiseks  
kuni autoriõiguse kehtivuse tähtaja lõppemiseni;
2. olen teadlik, et punktis 1 nimetatud õigused jäävad alles ka autorile;
3. kinnitan, et lihtlitsentsi andmisega ei rikuta teiste isikute intellektuaalomandi ega  
isikuandmete kaitse seadusest tulenevaid õigusi.

Lõputöö autor \_\_\_\_\_  
(*allkiri*)

Tartu, \_\_\_\_\_  
(*kuupäev*)

---

### **Juhendaja(te) kinnitus lõputöö kaitsmisele lubamise kohta**

Luban lõputöö kaitsmisele.

Marten Madissoo \_\_\_\_\_  
(*juhendaja nimi ja allkiri*) \_\_\_\_\_  
(*kuupäev*)

**LISAD**



## Lisa A Katseandmed

**Tabel 1.** Klapi CD12 andmed.

Rõhk ristlõigetes, bar									
Väljundrõhk, bar	1	2	3	4	5	6	7	8	9
A	10	10	10	10	10	10	10	10	10
B	10,0	10,0	10,0	10,0	10,0	10,0	10,0	10,0	10,0
C	0,9	1,6	2,6	3,8	4,9	5,9	7,0	8,0	9,0
D	1,1	2,0	3,0	4,0	5,0	6,0	7,0	8,0	9,0
Temperatuur C									
Väljundrõhk, bar	1	2	3	4	5	6	7	8	9
A	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05
B	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
C	-69,9	-43,4	-25,6	-13,7	-7,3	-4,4	-2,5	-1,2	-0,4
D	-49,5	-18,1	-9,1	-4,5	-2,3	-1,1	-0,5	-0,2	0,0
Massivooluhulk, kg min <sup>-1</sup>									
Väljundrõhk, bar	1	2	3	4	5	6	7	8	9
A	8,4	8,4	8,4	8,2	7,9	7,4	6,6	5,6	4,0
B	8,4	8,4	8,4	8,2	7,9	7,4	6,6	5,6	4,0
C	8,6	8,4	8,4	8,2	7,9	7,4	6,6	5,5	4,0
D	9,0	8,4	8,4	8,2	7,9	7,4	6,6	5,6	4,0
Vooluhulk L min <sup>-1</sup>									
Väljundrõhk, bar	1	2	3	4	5	6	7	8	9
A	682	682	679	666	641	597	535	451	327
B	682	682	680	667	641	598	536	451	327
C	5538	3600	2340	1675	1280	992	762	561	363
D	5417	3166	2191	1633	1268	989	762	562	363

**Tabel 2.** Klapi prototüüp lahenduse andmed.

Rõhk ristlõigetes, bar									
Väljundrõhk, bar	1	2	3	4	5	6	7	8	9
A	10,0	10,0	10,0	10,0	10,0	10,0	10,0	10,0	10,0
B	10,0	10,0	10,0	10,0	10,0	10,0	10,0	10,0	10,0
C	3,9	3,9	3,9	4,3	5,0	5,9	6,9	7,9	9,0
D	2,5	2,5	3,0	4,0	5,0	6,0	7,0	8,0	9,0
Temperatuur C									
Väljundrõhk, bar	1	2	3	4	5	6	7	8	9
A	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,0	0,0
B	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
C	-33,4	-33,2	-32,9	-27,0	-18,9	-12,1	-7,0	-3,5	-1,3
D	-49,0	-47,0	-37,0	-22,0	-12,8	-7,2	-3,6	-1,5	-0,3
Massivooluhulk, kg min <sup>-1</sup>									
Väljundrõhk, bar	1	2	3	4	5	6	7	8	9
A	21,2	21,2	21,2	21,0	20,5	19,4	17,7	15,2	11,2
B	21,2	21,2	21,2	21,0	20,5	19,4	17,7	15,2	11,2
C	21,1	21,1	21,1	20,9	20,4	19,4	17,7	15,2	11,2
D	21,1	21,1	21,1	20,9	20,4	19,4	17,7	15,2	11,2
Vooluhulk L min <sup>-1</sup>									
Väljundrõhk, bar	1	2	3	4	5	6	7	8	9
A	1716	1716	1715	1700	1658	1574	1439	1233	912
B	1721	1721	1721	1706	1663	1579	1442	1235	912
C	4083	4076	4053	3687	3124	2559	2034	1535	1011
D	5616	5514	4903	3895	3150	2548	2024	1530	1010

**Tabel 3.** Klapi prototüüp 2 lahenduse andmed.

Rõhk ristlõigetes, bar									
Väljundrõhk, bar	1	2	3	4	5	6	7	8	9
A	10	10	10	10	10	10	10	10	10
B	10,0	10,0	10,0	10,0	10,0	10,0	10,0	10,0	10,0
C	3,2	3,3	3,3	4,0	5,0	6,0	7,0	8,0	9,0
D	2,5	2,5	3,0	4,0	5,0	6,0	7,0	8,0	9,0
Temperatuur C									
Väljundrõhk, bar	1	2	3	4	5	6	7	8	9
A	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05
B	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,0	0,0	0,0	0,0
C	-34,2	-34,1	-32,8	-23,3	-14,8	-8,9	-5,0	-2,4	-0,8
D	-47,1	-45,9	-34,9	-19,9	-11,4	-6,3	-3,1	-1,2	-0,3
Massivooluhulk, kg min <sup>-1</sup>									
Väljundrõhk, bar	1	2	3	4	5	6	7	8	9
A	20,6	20,6	20,5	20,2	19,4	18,2	16,5	13,9	10,2
B	20,6	20,6	20,5	20,2	19,4	18,2	16,5	13,9	10,2
C	20,6	20,7	20,6	20,2	19,5	18,2	16,5	13,9	10,2
D	20,5	20,6	20,5	20,2	19,4	18,2	16,5	13,9	10,2
Vooluhulk L min <sup>-1</sup>									
Väljundrõhk, bar	1	2	3	4	5	6	7	8	9
A	1668	1674	1666	1637	1576	1478	1335	1130	828
B	1675	1680	1672	1643	1582	1483	1338	1132	829
C	4498	4497	4408	3718	2994	2395	1882	1404	918
D	5506	5453	4822	3780	3012	2401	1881	1404	918

**Lisa B Joonised**